

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CURSO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**SIMULAÇÃO DE FORÇADORES DE AR
PELO MÉTODO TUBO-POR-TUBO**

**DISSERTAÇÃO SUBMETIDA À UNIVERSIDADE FEDERAL DE
SANTA CATARINA PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE
MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA**

FRANCO ANDREY SILVÉRIO DE SOUZA

FLORIANÓPOLIS, 06 DE OUTUBRO DE 1995

**SIMULAÇÃO DE FORÇADORES DE AR PELO MÉTODO
TUBO-POR-TUBO**

FRANCO ANDREY SILVÉRIO DE SOUZA

**ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA A OBTENÇÃO DO
TÍTULO DE**

MESTRE EM ENGENHARIA

**ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA E APROVADA EM SUA
FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA**



Prof. Cláudio Melo, Ph. D. - Orientador



Prof. Antônio Fábio Carvalho da Silva, Dr. Eng. - Coordenador do Curso

BANCA EXAMINADORA



Prof. Prof. Álvaro Toubes Prata, Ph. D. - Presidente



Prof. José Antônio Bellini da Cunha Neto, Dr.



Prof. Vicente de Paulo Nicolau, Dr.

“É bastante provável que na história do pensamento humano os desenvolvimentos mais fecundos ocorram, não raro, naqueles pontos para onde convergem duas linhas diversas de pensamento. Estas linhas talvez possuam raízes em segmentos bastante distintos da cultura humana, em tempos diversos, em diferentes ambientes culturais ou em tradições religiosas distintas. Dessa forma, se realmente chegam a um ponto de encontro - isto é, se chegam a se relacionar mutuamente de tal forma que se verifique uma interação real -, podemos esperar novos e interessantes desenvolvimentos a partir dessa convergência.”

Werner Heisenberg

Aos meus pais,

João e Arlete.

Aos meus irmãos,

Fábio, Fernando, Fredy e Fernanda.

A minha noiva,

Karin.

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar à sociedade brasileira, que com seu trabalho financiou toda a minha formação profissional. Que eu possa lhe ser útil.

À Escola Técnica Federal de Santa Catarina, em especial ao Curso Técnico de Refrigeração e Condicionamento de Ar da Unidade Descentralizada de São José, pelo investimento na capacitação profissional dos seus servidores.

Ao professor Cláudio Melo pela orientação, amizade e incentivo.

À Mipal Indústria de Evaporadores Ltda pelo apoio concedido.

Aos colegas de trabalho do Curso Técnico de Refrigeração e Condicionamento de Ar.

Aos colegas do NRVA (Núcleo de Refrigeração, Ventilação e Condicionamento de Ar).

À secretária e amiga Elizabete Vieira de Andrade pela alegria e competência.

Aos técnicos Milton Miguel Pedroso Seifert e Edevaldo Brandílio Reinaldo pela amizade e colaboração.

Aos Cursos de Graduação e Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da UFSC.

SUMÁRIO

	<u>pág.</u>
LISTA DE TABELAS	x
LISTA DE FIGURAS	xi
SIMBOLOGIA	xvi
RESUMO	xx
ABSTRACT	xxi
1 - INTRODUÇÃO	1
1.1 - Escopo da Dissertação	3
2 - DESCRIÇÃO DO MODELO COMPUTACIONAL	5
2.1 - O Método Tubo-por-Tubo	5
2.2 - Descrição do Modelo	6
2.2.1 - Distribuição do Fluxo de Ar	6
2.2.2 - Distribuição do Fluxo de Refrigerante	7

2.3 - Lógica Computacional do Modelo	12
3 - ANÁLISE DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR PARA UM TUBO ALETADO EM ESCOAMENTO CRUZADO	17
3.1 - escoamento Anular	21
3.2 - escoamento Disperso	23
3.3 - escoamento monofásico	24
4 - CÁLCULO DO COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DO EVAPORADOR	28
4.1 - Tubo Aletado Seco	28
4.2 - Tubo Aletado Úmido	32
5 - ANÁLISE DA CONDENSAÇÃO E FORMAÇÃO DE NEVE E GELO SOBRE A SUPERFÍCIE EXTERNA DO EVAPORADOR	36
5.1 - Condensação Sobre a Superfície Externa do Evaporador	36
5.1.1 - Cálculo da Remoção de Umidade do Ar	36
5.1.2 - Cálculo da Espessura da Película de Condensado	39
5.2 - Formação de Neve e Gelo no Evaporador	44
6 - CÁLCULO DA EFICIÊNCIA DA ALETA	47
7 - ANÁLISE DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR E PERDA DE CARGA NO LADO EXTERNO DOS TUBOS DO EVAPORADOR	61

7.1 - Aleta Plana	61
7.2 - Aleta Corrugada	68
8 - ANÁLISE DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR E PERDA DE CARGA NO LADO INTERNO DOS TUBOS DO EVAPORADOR	74
8.1 - Transferência de Calor e Perda de Carga em Escoamento Monofásico	77
8.1.1 - Tubos com Superfície Interna Lisa	77
8.1.2 - Tubos com Superfície Interna Aletada	81
8.2 - Transferência de Calor e Perda de Carga em Escoamento Bifásico com Evaporação	82
8.2.1 - Tubos com Superfície Interna Lisa	82
8.2.2 - Tubos com Superfície Interna Aletada	96
8.3 - Efeito da Presença de Óleo no Refrigerante	97
9 - ANÁLISE DE RESULTADOS	98
9.1 - Análise Comparativa com Dados Fornecidos por Fabricantes	98
9.2 - Análise Comparativa Envolvendo as Características Geométricas do Evaporador	104
9.3 - Análise Comparativa Envolvendo os Refrigerantes CFC-12, HFC-134a e HCFC-22	109
10 - CONCLUSÕES	112
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	115
APÊNDICES	
Apêndice A - Cálculo das Propriedades Termodinâmicas dos Refrigerantes	119

Apêndice B - Cálculo da Temperatura Superficial Média da Aleta	122
Apêndice C - Cálculo da Eficiência Térmica da Aleta Circular com Superfície Seca	125

LISTA DE TABELAS

	<u>pág.</u>
TABELA 2.1 - Parâmetros necessários à simulação do evaporador	12
TABELA 2.2 - Principais variáveis do processo iterativo	13
TABELA 6.1 - Valores comparativos entre o método de Schmidt e o método "analítico"	54
TABELA 7.1 - Parâmetros adimensionais utilizados por Gray e Webb (1986)	64
TABELA 8.1 - Comparação entre as propriedades térmicas e de transporte do R-134a e R-22 e o seu efeito sobre a transferência de calor	75
TABELA 9.1 - Parâmetros característicos dos evaporadores IBABR20, MI1,5 e MIR1,5	99
TABELA 9.2 - Variáveis que caracterizam as condições de operação do evaporador	100
TABELA 9.3 - Influência do circuito de refrigerante sobre a capacidade total de refrigeração dos evaporadores MI1,5 e MIR1,5	108
TABELA 9.4 - Influência do circuito de refrigerante sobre a capacidade latente dos evaporadores MI1,5 e MIR1,5	108

LISTA DE FIGURAS

	<u>pág.</u>
FIGURA 1.1 - Componentes básicos de um sistema de refrigeração por compressão mecânica de vapores	1
FIGURA 1.2 - Estrutura externa de um evaporador típico de câmaras frigoríficas	1
FIGURA 2.1 - Exemplo de um perfil de velocidades ao longo da face do evaporador	7
FIGURA 2.2 - Exemplo de um circuito de um evaporador tipo tubo aletado	8
FIGURA 2.3 - Exemplo de bifurcação em um circuito de um evaporador	10
FIGURA 2.4 - Caracterização das principais variáveis envolvidas na simulação do evaporador	13
FIGURA 2.5 - Lógica do programa principal do modelo de simulação de evaporadores	15
FIGURA 2.6 - Lógica da subrotina de simulação do evaporador pelo método tubo-por-tubo	16
FIGURA 3.1 - Escoamento cruzado puro em um tubo aletado	17
FIGURA 3.2 - Variação do coeficiente de transferência de calor no interior de um tubo reto	19
FIGURA 4.1 - Seção de um tubo aletado seco	29
FIGURA 4.2 - Esquema do processo de resfriamento e desumidificação do ar	33

FIGURA 5.1 - Método aproximado de se tratar uma aleta retangular como uma aleta circular de igual área	38
FIGURA 5.2 - Condensação sobre placa plana vertical	40
FIGURA 6.1 - Aleta retangular com seção transversal uniforme	48
FIGURA 6.2 - Aletamento típico dos evaporadores de câmaras frigoríficas	49
FIGURA 6.3 - Geometria da aleta resultante do arranjo em linha dos tubos do evaporador	50
FIGURA 6.4 - Geometria da aleta resultante do arranjo em quincôncio dos tubos do evaporador	50
FIGURA 6.5 - Corte longitudinal de um tubo aletado	53
FIGURA 6.6 - Comparação entre os métodos de Schmidt e "analítico", para $r_{f,t} / r_{f,b} = 2$	55
FIGURA 6.7 - Comparação entre os métodos de Schmidt e "analítico", para $r_{f,t} / r_{f,b} = 3$	55
FIGURA 6.7 - Comparação entre os métodos de Schmidt e "analítico", para $r_{f,t} / r_{f,b} = 4$	56
FIGURA 6.9 - Influência da umidade relativa do ar sobre a eficiência da aleta úmida	59
FIGURA 7.1 - Geometria da aleta plana	62
FIGURA 7.2 - Influência do espaçamento entre tubos sobre o fator de Colburn	65
FIGURA 7.3 - Influência do espaçamento entre fileiras de tubos sobre o fator de Colburn	65
FIGURA 7.4 - Influência do número de Reynolds sobre o fator de fricção no lado do ar	68
FIGURA 7.5 - Geometria da aleta corrugada	69
FIGURA 7.6 - Influência do número de Graetz sobre o número de Nusselt baseado na diferença média logarítmica de temperatura	73

FIGURA 8.1 - Efeito da temperatura na pressão de saturação do R-12, R-134a e R-22	76
FIGURA 8.2 - Razão entre o coeficiente de transferência de calor do vapor de R-134a e R-12	78
FIGURA 8.3 - Razão entre o coeficiente de transferência de calor do vapor de R-22 e R-12	79
FIGURA 8.4 - Variação do fator de fricção de Fanno com a vazão de refrigerante, para temperatura do vapor igual a $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$	80
FIGURA 8.5 - Variação do fator de fricção de Fanno com a vazão de refrigerante, para temperatura do vapor igual a $0\text{ }^{\circ}\text{C}$	80
FIGURA 8.6 - Parâmetros geométricos característicos do aletamento interno dos tubos de serpentinhas empregadas em sistemas de refrigeração	81
FIGURA 8.7 - Coeficiente de transferência de calor médio durante a evaporação do R-12, para temperatura de $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$	86
FIGURA 8.8 - Coeficiente de transferência de calor médio durante a evaporação do R-134a, para temperatura de $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$	87
FIGURA 8.9 - Coeficiente de transferência de calor médio durante a evaporação do R-22, para temperatura de $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$	87
FIGURA 8.10 - Coeficiente de transferência de calor médio durante a evaporação do R-12, para temperatura de $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$	88
FIGURA 8.11 - Coeficiente de transferência de calor médio durante a evaporação do R-134a, para temperatura de $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$	88
FIGURA 8.12 - Coeficiente de transferência de calor médio durante a evaporação do R-22, para temperatura de $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$	89
FIGURA 8.13 - Razão entre o coeficiente de transferência de calor médio do R-134a e R-12, para temperatura de evaporação igual a $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$	90

FIGURA 8.14 - Razão entre o coeficiente de transferência de calor médio do R-22 e R-12, para temperatura de evaporação igual a -5 °C e -20 °C	91
FIGURA 8.15 - Perda de carga durante a evaporação do R-12, para temperatura de -5 °C	94
FIGURA 8.16 - Perda de carga durante a evaporação do R-134a, para temperatura de -5 °C	94
FIGURA 8.17 - Perda de carga durante a evaporação do R-22, para temperatura de -5 °C	95
FIGURA 8.18 - Perda de carga durante a evaporação do R-134a e R-22, em relação ao R-12, para temperatura de -5 °C	96
FIGURA 9.1 - Influência do grau de superaquecimento do refrigerante e da umidade relativa do ar sobre a capacidade total de refrigeração do evaporador IBABR20	100
FIGURA 9.2 - Influência do grau de superaquecimento do refrigerante e da umidade relativa do ar sobre a capacidade total de refrigeração do evaporador MI1,5	101
FIGURA 9.3 - Influência do grau de superaquecimento do refrigerante e da umidade relativa do ar sobre a capacidade total de refrigeração do evaporador MIR1,5	101
FIGURA 9.4 - Influência da temperatura de evaporação e do título do refrigerante sobre a capacidade total de refrigeração do evaporador IBABR20	102
FIGURA 9.5 - Influência da temperatura de evaporação e do título do refrigerante sobre a capacidade total de refrigeração do evaporador MI1,5	103
FIGURA 9.6 - Influência da temperatura de evaporação e do título do refrigerante sobre a capacidade total de refrigeração do evaporador MIR1,5	103
FIGURA 9.7 - Influência do espaçamento entre aletas sobre a capacidade total de refrigeração e sobre a perda de carga no lado do ar do evaporador IBABR20	105
FIGURA 9.8 - Influência da espessura das aletas sobre o desempenho do evaporador MI1,5	106

FIGURA 9.9 - Influência do comprimento dos tubos sobre a capacidade total de refrigeração e sobre a perda de carga no lado do refrigerante do evaporador IBABR20	107
FIGURA 9.10 - Variações do circuito de refrigerante dos evaporadores MI1,5 e MIR1,5	107
FIGURA 9.11 - Influência do tipo de refrigerante sobre a vazão mássica e capacidade total de refrigeração do evaporador IBABR20	109
FIGURA 9.12 - Influência do tipo de refrigerante sobre a vazão mássica e capacidade total de refrigeração do evaporador MI1,5	110
FIGURA 9.13 - Influência do tipo de refrigerante sobre a vazão mássica e capacidade total de refrigeração do evaporador MIR1,5	110
FIGURA C.1 - Aleta circular seca exposta a um fluido com temperatura t_a	125

SIMBOLOGIA

VARIÁVEIS

A	área	$[m]$
C_p	calor específico a pressão constante	$[J / kg \cdot ^\circ C]$
d	diâmetro	$[m]$
dl	distância entre fileiras de tubos	$[m]$
dt	distância entre tubos de uma mesma fileira	$[m]$
D_h	diâmetro hidráulico	$[m]$
DV	comprimento da diagonal impressa no teste de dureza Vickers	$[\mu m]$
f	fator de fricção	
f_{pi}	número de aletas por unidade de comprimento	$[m^{-1}]$
F_i	fração do fluxo mássico de refrigerante escoando em um determinado ramal	
g	aceleração da gravidade	$[m / s^2]$
G	fluxo de massa por unidade de área	$[kg / m^2 \cdot s]$
h	entalpia	$[J / kg]$
\dot{h}	coeficiente de transferência de calor	$[W / m^2 \cdot ^\circ C]$
\dot{h}_d	coeficiente de transferência de massa	$[kg / s \cdot m^2]$
$\dot{h}_{inc,a}$	condutância térmica da incrustação no lado do ar	$[W / m^2 \cdot ^\circ C]$
$\dot{h}_{inc,r}$	condutância térmica da incrustação no lado do refrigerante	$[W / m^2 \cdot ^\circ C]$
\dot{h}_{pf}	condutância térmica do contato tubo-aleta	$[W / m^2 \cdot ^\circ C]$
I	interferência do acoplamento tubo-aleta	$[\mu m]$
ll	dimensão longitudinal da aleta corrugada, conforme a figura 7.5	$[m]$
It	dimensão transversal da aleta corrugada, conforme a figura 7.5	$[m]$
k	condutividade térmica	$[W / m \cdot ^\circ C]$

L	comprimento ou dimensão característica	[m]
m_o	parâmetro da aleta, conforme equação (6.3)	
\dot{m}	fluxo de massa	[kg / s]
N	número de fileiras de tubos	
P	pressão	[Pa]
q	fluxo de calor	[W]
\dot{Q}	taxa de transferência de calor ou capacidade de refrigeração	[W]
r	raio	[m]
R_i	resistência ao fluxo de refrigerante em um determinado ramal	
\dot{R}	taxa de remoção de umidade por unidade de área	[kg / s · m ²]
t	temperatura	[°C]
U	coeficiente global de transferência de calor	[W / m ² · °C]
v	velocidade	[m / s]
W_a	umidade absoluta do ar	[kg / kg _{ar seco}]
W_w	umidade absoluta do ar saturado	[kg / kg _{ar seco}]
x	título do refrigerante	
y	coordenada genérica	[m]
z	espaçamento entre aletas	[m]
Z_{anul}	fração do comprimento do tubo ocupada pelo escoamento anular	
Z_{disp}	fração do comprimento do tubo ocupada pelo escoamento disperso	
Z_{sup}	fração do comprimento do tubo ocupada pelo vapor superaquecido	
Z_{tp}	fração do comprimento do tubo ocupada pelo escoamento bifásico	

LETRAS GREGAS

δ	espessura	[m]
Δt	diferença de temperatura	[°C]
Δt_{sup}	grau de superaquecimento do refrigerante	[°C]
ΔT_m	diferença média logarítmica de temperatura	[°C]

ϕ	umidade relativa	
η_{seca}	eficiência da aleta seca	
$\eta_{\text{úmida}}$	eficiência da aleta úmida ou congelada	
Γ	tempo	[s]
μ	viscosidade dinâmica	[kg / m · s]
ρ	massa específica	[kg / m ³]
ϑ	volume específico	[m ³ /kg]

SUBÍNDICES

a	referente ao ar
anul	referente ao escoamento anular
art	aritmético
b	referente à base
cor	referente à aleta corrugada
cur	referente às curvas dos tubos do evaporador
disp	referente ao escoamento disperso
eq	equivalente
ext	externo
f	referente à aleta
fric	referente à fricção
ft	frontal
g	referente ao gelo
i	entrada
inc	referente à incrustação
int	interno
l	referente ao líquido
lv	referente à vaporização ou à condensação
log	logarítmico

m	média
max	máximo
mov	referente a variação da quantidade de movimento
o	saída
p	referente ao tubo
pl	referente à aleta plana
r	referente ao refrigerante
sat	referente à saturação
sup	referente ao vapor superaquecido
t	referente ao topo
T	total
w	referente à água
85%	referente ao refrigerante com título igual a 0,85

NÚMEROS ADIMENSIONAIS

$Bo = \dot{Q} / (G \cdot h_{lv})$	número de formação de bolhas
$Co = [(1 - x) / x]^{0,8} \cdot (\rho_v / \rho_l)^{0,5}$	número de convecção
$Gz = (Re \cdot Pr \cdot D_h) / L$	número de Graetz
$j = (\hbar \cdot Pr^{2/3}) / (G \cdot Cp_a)$	fator de Colburn
$Ja = (Cp_w \cdot \Delta t) / h_{lv}$	número de Jakob
$Nu = (\hbar \cdot L) / k$	número de Nusselt
$Pr = (\mu \cdot Cp) / k$	número de Prandtl
$Re = (G \cdot L) / \mu$	número de Reynolds

RESUMO

O objetivo do presente trabalho é realizar um estudo do programa EVSIM, desenvolvido pelo NIST (National Institute of Standards and Technology - USA) para a simulação de evaporadores do tipo tubo aletado, empregados em condicionadores de ar, visando adequá-lo à simulação de evaporadores de câmaras frigoríficas.

O modelo apresentado baseia-se, fundamentalmente, no método tubo-por-tubo. A avaliação do desempenho térmico de um tubo aletado, em escoamento cruzado, constitui sua parte básica. A performance total do evaporador é obtida a partir da performance individual de cada tubo, sendo estes associados com os respectivos parâmetros do refrigerante e com um determinado fluxo de ar.

Comparações entre resultados fornecidos pelo modelo com valores fornecidos por catálogos de fabricantes e análises comparativas envolvendo as características geométricas do evaporador e os refrigerantes CFC-12, HFC-22 e HFC-134a, são apresentadas e discutidas.

ABSTRACT

This work presents an analysis of the EVSIM program, developed by NIST (National Institute of Standards and Technology - USA) originally to simulate finned-tube evaporators, normally employed in air-conditioning units, aiming to adapt it to the simulation of cold storage plant evaporators.

The bases of the present model is the tube-by-tube method. The individual thermal performance of the tubes is firstly evaluated taking into account the refrigerant type, the evaporator geometry and the air mass flow rate. The evaporator total performance is then obtained from the tubes individual performance.

Comparison between model results and manufactures data are presented and discussed. A sensitivity analysis considering the evaporator geometry and the refrigerants CFC-12, HCFC-22 and HFC-134a is also presented.

1 - INTRODUÇÃO

Um sistema de refrigeração por compressão mecânica de vapores é composto por, pelo menos, dois trocadores de calor: um evaporador e um condensador, como mostrado na figura 1.1.

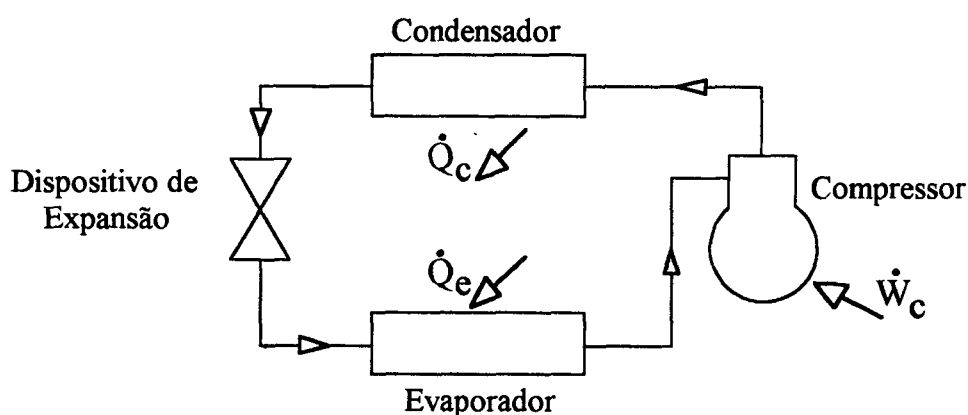


Figura 1.1 - Componentes básicos de um sistema de refrigeração por compressão mecânica de vapores.

Em refrigeração de médio e grande porte o evaporador, também denominado forçador de ar, é geralmente do tipo tubo aletado e expansão direta. Tal trocador de calor, destinado ao resfriamento e/ou congelamento de produtos, é constituído basicamente por uma serpentina aletada e ventiladores, mostrados na figura 1.2, responsáveis pela movimentação do ar.

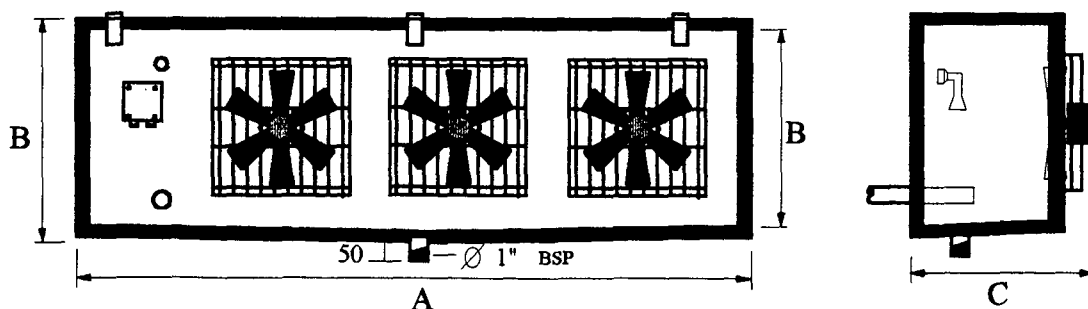


Figura 1.2 -Estrutura externa de um evaporador típico de câmaras frigoríficas.

Ao fluir através do evaporador a temperatura do ar é gradualmente reduzida. A temperatura do refrigerante, por outro lado, permanece aproximadamente constante na região bifásica. No final do trocador, com o término do processo de evaporação, a temperatura do refrigerante aumenta e consequentemente a diferença entre a sua temperatura e a do ar diminui.

No desenvolvimento de sistemas de refrigeração o dimensionamento do evaporador tem importância fundamental, uma vez que o seu desempenho afeta diretamente o desempenho do sistema. Entretanto, o grande número de variáveis envolvidas, tais como: diâmetro, espaçamento e arranjo dos tubos, número, espessura e tipo de aletas, altura e comprimento da serpentina, etc., dificulta a escolha do evaporador adequado para uma determinada situação. Deve-se ressaltar que o processo de fabricação também afeta a performance dos trocadores de calor.

Uma técnica simples e popular de se selecionar evaporadores baseia-se na utilização de catálogos de fabricantes. Nestes catálogos, os parâmetros de interesse para um determinado evaporador são apresentados na forma de tabelas ou gráficos. Tais dados, entretanto, aplicam-se geralmente a uma faixa restrita de condições de operação e a uma dada configuração geométrica.

A crescente preocupação com a conservação de energia e a perspectiva, cada vez mais urgente, da substituição dos fluidos refrigerantes tradicionais, CFC's, têm sido fatores determinantes no desenvolvimento de estruturas computacionais que visem a simulação de evaporadores empregados em sistemas de refrigeração. Tais programas são de fundamental importância, uma vez que podem reduzir significativamente o número de ensaios experimentais e de protótipos, necessários ao desenvolvimento de um determinado produto.

Modelos computacionais que simulam a performance de evaporadores são bem mais versáteis do que a utilização de catálogos de fabricantes. Através destes programas pode-se verificar, com relativa facilidade, o impacto da modificação de uma determinada característica geométrica, como por exemplo, o espaçamento e a espessura das aletas, o arranjo dos tubos,

entre outras, bem como da alteração das condições de operação, sobre o desempenho de um dado evaporador.

Dentre os programas de simulação de evaporadores existentes, o programa EVSIM desenvolvido por Domanski (1989) é o que tem recebido aceitação mais geral. Tal modelo, desenvolvido originalmente para simulação de evaporadores de sistemas de condicionamento de ar operando com os refrigerantes CFC-12 e HCFC-22, baseia-se nos princípios fundamentais da Mecânica de Fluidos, Termodinâmica, Transferência de Calor, Transferência de Massa e no Método Tubo-por-Tubo, necessitando como dados de entrada apenas os parâmetros físicos e geométricos do trocador.

1.1 - ESCOPO DA DISSERTAÇÃO

O objetivo do presente trabalho é realizar um estudo do programa EVSIM, adequando-o à simulação de evaporadores empregados em câmaras frigoríficas, operando com os refrigerantes CFC-12, HCFC-22 e HFC-134a.

No capítulo 2 o modelo computacional é descrito de maneira geral, sendo enfatizados os processos de convergência e o conjunto de parâmetros necessário à simulação. Nos capítulos 3 a 8 são apresentados os modelos dos processos de transferência de calor, massa e quantidade de movimento.

As propriedades termodinâmicas dos refrigerantes são obtidas a partir de quatro equações básicas: equação de estado, equação da pressão de vapor, equação da densidade do líquido e equação do calor específico na pressão zero, conforme mostrado no apêndice A. Novas constantes foram incorporadas à estrutura original, objetivando a implementação do HFC-134a.

A transferência de calor e perda de carga interna e externa, assim como a transferência de massa no lado do ar, são analisadas sob condições típicas de evaporadores de câmaras frigoríficas. As correlações utilizadas por Domanski (1989) são totalmente revisadas e comparadas com outras existentes na literatura, visando verificar sua adequabilidade ao problema em questão. A formação de gelo na superfície externa do evaporador e os efeitos sobre o seu desempenho são também considerados.

Um estudo detalhado da eficiência da aleta operando com superfície seca, úmida ou congelada é realizado, sendo os métodos para a estimativa da eficiência da aleta adotados por Domanski (1989) comparados com outros existentes na literatura. Este procedimento tem como principal objetivo identificar a metodologia mais adequada à obtenção da eficiência da aleta sob condições típicas de operação dos forçadores de ar.

No capítulo 9 é realizada uma comparação entre os resultados fornecidos pelo modelo com valores fornecidos por catálogos de fabricantes. Além disso, são apresentadas análises comparativas envolvendo as características geométricas do evaporador e os refrigerantes CFC – 12, HCFC – 22 e HFC – 134a

2 - DESCRIÇÃO DO MODELO COMPUTACIONAL

O modelo descrito neste trabalho baseia-se fundamentalmente no método tubo-por-tubo. A avaliação do desempenho térmico de um tubo aletado, em escoamento cruzado, constitui sua parte básica. A performance total do evaporador é obtida a partir da performance individual de cada tubo, sendo estes associados com os respectivos parâmetros do refrigerante e com um determinado fluxo de ar.

2.1 - O MÉTODO TUBO-POR-TUBO

Este método consiste em se obter individualmente o desempenho de cada tubo da serpentina. Conhecendo a localização do tubo no circuito percorrido pelo refrigerante e executando os cálculos numa sequência apropriada, o desempenho total do trocador de calor pode ser obtido.

Conhecido o estado do refrigerante na entrada da serpentina, o cálculo do desempenho de cada tubo é executado na mesma sequência percorrida pelo refrigerante ao longo do circuito. Considera-se, assim, que o estado do refrigerante na saída de um tubo é o mesmo na entrada do tubo subsequente. As bifurcações ou uniões de dois ou mais tubos também são consideradas.

A temperatura e umidade do ar que escoam através da serpentina influenciam a mudança de estado do refrigerante ao longo do circuito. Inicialmente, porém, as propriedades do ar são conhecidas apenas na face do evaporador. Para os tubos que não se encontram na primeira fileira estas propriedades são estimadas. Uma vez que a mudança de estado do refrigerante também

influencia a mudança nas propriedades do ar, um processo iterativo é utilizado para o cálculo da performance do trocador.

Domanski (1989), (1991) aperfeiçoou o método tubo-por-tubo, utilizado na simulação de unidades de condicionamento de ar, para levar em conta perfis de velocidade na entrada da serpentina.

2.2 - DESCRIÇÃO DO MODELO

O modelo foi desenvolvido especificamente para a simulação de evaporadores, sendo a sequência de cálculos realizada no sentido do fluxo de refrigerante. A distribuição do refrigerante na tubulação baseia-se na perda de carga em cada circuito, sendo as propriedades psicrométricas do ar na entrada de cada tubo obtidas a partir da média das propriedades resultantes do escoamento através dos dois tubos mais próximos da fileira anterior.

2.2 1 - DISTRIBUIÇÃO DO FLUXO DE AR

O modelo está apto para funcionar com uma distribuição não uniforme de ar entre os tubos, ao longo da altura do trocador. Entretanto, assume-se uma distribuição uniforme de ar na direção do comprimento de cada tubo. Os dados relativos à distribuição do fluxo de ar são fornecidos sob a forma de valores de velocidade na face do evaporador, em pontos discretos no plano central, perpendicular aos tubos, conforme mostrado na figura 2.1. A partir destes dados, é derivada a distribuição de velocidades para a face do trocador e o fluxo de massa de ar associado a cada tubo da primeira fileira.

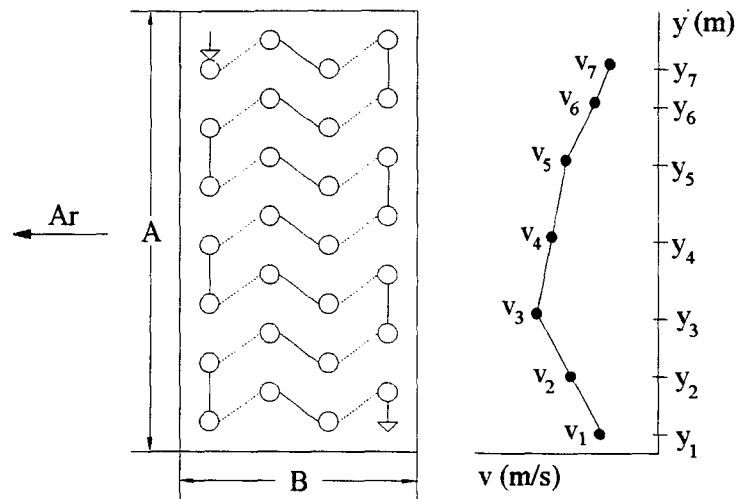


Figura 2.1 - Exemplo de um perfil de velocidades do ar ao longo da face do evaporador.

O fluxo de massa de ar após a primeira fileira é calculado com base no fluxo associado à fileira precedente. Assume-se que a direção do fluxo de ar através da serpentina é perpendicular a área de face e que cada tubo está sujeito a uma corrente de ar formada por 50% da vazão de ar associada a cada um dos dois tubos mais próximos da fileira anterior (Chwalowski et al. , 1989).

A temperatura de bulbo seco e a umidade relativa do ar na face do evaporador devem ser definidas previamente. Após a primeira fileira, estas propriedades são estimadas utilizando-se balanços de massa e energia. Caso o ar atinja condições de saturação, a parcela de condensado será calculada assumindo-se que este escoará pelas aletas ou, de acordo com a sua temperatura, se depositará sob a forma de gelo na superfície externa da serpentina.

2.2.2 - DISTRIBUIÇÃO DO FLUXO DE REFRIGERANTE

Considera-se, durante a simulação, que o trocador de calor está ligado a apenas um dispositivo de expansão, de modo que a pressão do refrigerante em cada tubo de entrada seja a mesma, caso a alimentação seja realizada por mais de um tubo. A pressão do refrigerante na saída de cada ramal do circuito é facilmente ajustada, já que a sua distribuição na serpentina é governada pela perda de carga. O título do refrigerante na entrada, a temperatura de evaporação e o grau de superaquecimento na saída do evaporador, devem ser fornecidos previamente.

A distribuição do fluxo de refrigerante é função do circuito de tubos da serpentina, sendo assumida, inicialmente, uma resistência uniforme ao escoamento em cada tubo. Esta hipótese é insatisfatória, uma vez que a perda de carga depende não somente da vazão de refrigerante, mas também da taxa de transferência de calor associada. Ao longo da simulação o fluxo de massa de refrigerante é atualizado em cada ramal, em função dos valores de perda de carga calculados em cada iteração.

A figura 2.2 mostra um exemplo de um circuito de refrigerante no plano. Cada circunferência representa um tubo da serpentina e o respectivo número representa sua localização no circuito percorrido pelo refrigerante. Os tubos devem ser numerados em ordem crescente, sendo o número 1 reservado ao tubo mais próximo à base da fileira adjacente a face do evaporador. As setas indicam o sentido dos fluxos de refrigerante e de ar.

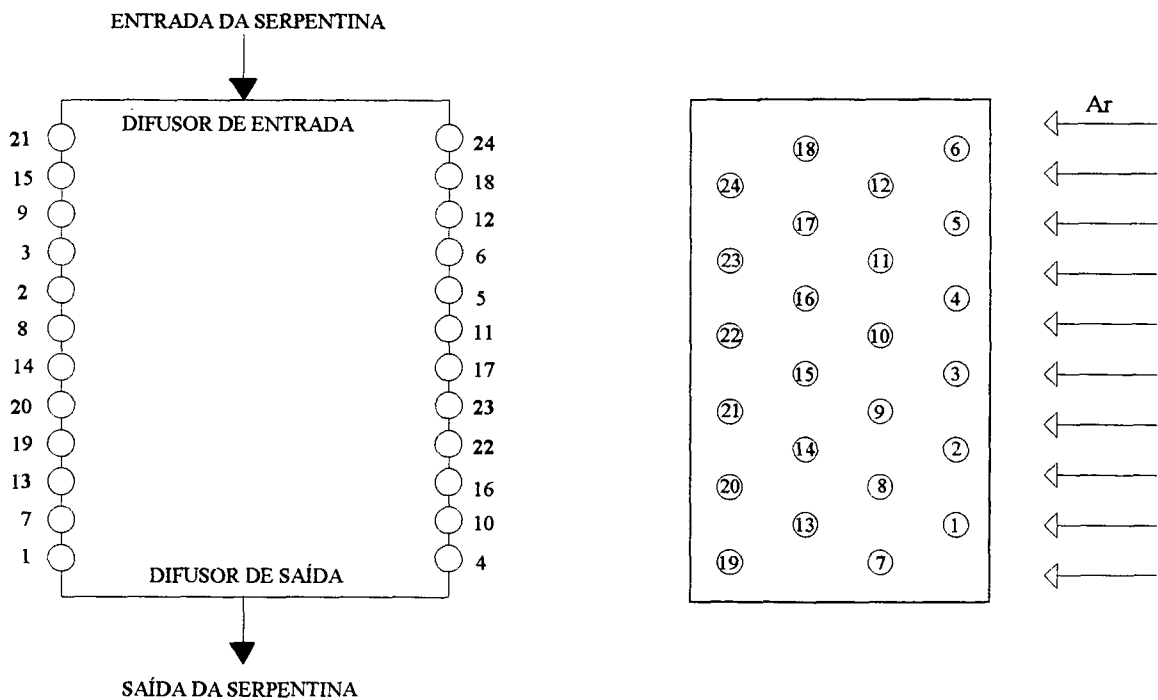


Figura 2.2 - Exemplo de circuito de um evaporador tipo tubo aletado.

A distribuição do fluxo de refrigerante é determinada a partir da análise sequencial de cada ponto de bifurcação e ramais associados, sendo a correlação de Pierre (1964) utilizada para atualizar a vazão de refrigerante em cada circuito do evaporador, durante o processo iterativo do modelo. Tal correlação pode ser representada, de forma simplificada, como segue:

$$\Delta P \propto f \cdot G_r^2 \quad (2.1)$$

sendo G_r o fluxo de massa de refrigerante por unidade de área.

Como o fator de atrito da correlação de Pierre, f , é função do número de Reynolds elevado a potência $-0,25$, a equação (2.1) pode ser reescrita de modo a permitir o cálculo da perda de carga em cada ramal do circuito de tubos do evaporador:

$$\Delta P_i = R_i \cdot G_{r,i}^{1,75} \quad (2.2)$$

sendo a resistência imposta ao fluxo de refrigerante em cada ramal, R_i , função da geometria do tubo, da densidade e da viscosidade do refrigerante.

A equação (2.2) pode também ser utilizada para o cálculo da resistência imposta ao fluxo de refrigerante em cada ramal do evaporador, R_i , utilizando-se a perda de carga, ΔP_i , e o fluxo mássico por unidade de área, $G_{r,i}$, calculados na iteração anterior do modelo. Ou seja:

$$G_{r,i} = \left(\frac{\Delta P_i}{R_i} \right)^{0,571} \quad (2.3)$$

A equação (2.2) permite, ainda, a obtenção da razão entre os fluxos de refrigerante de quaisquer dois ramais associados com um determinado ponto de bifurcação, considerando-se o fato de que a perda de carga em cada um deles deve ser a mesma. Ou seja:

$$\frac{G_{r,j}}{G_{r,i}} = \left(\frac{R_i}{R_j} \right)^{0,571} \quad (2.4)$$

A figura 2.3 mostra um exemplo simplificado de um circuito com dois pontos de bifurcação, A e B, e um número de ramais igual a n . O fluxo mássico anterior à bifurcação A é G_r e a diferença de pressão (perda de carga) entre os pontos A e B é denotada por ΔP .

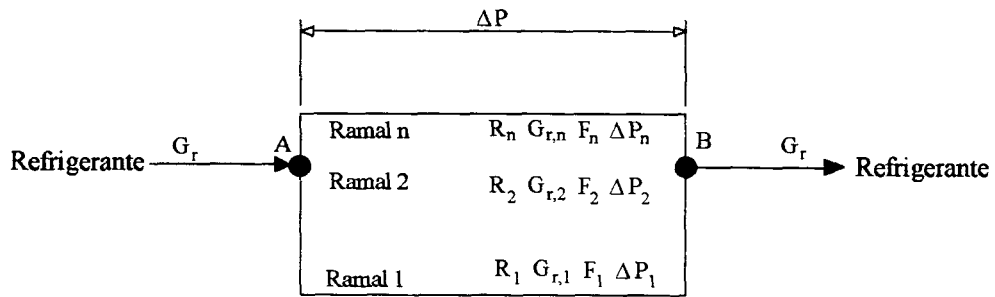


Figura 2.3 - Exemplo de bifurcação em um circuito de um evaporador.

Em função da resistência imposta ao escoamento, R_i , o fluxo mássico de refrigerante em cada ramo da figura anterior, $G_{r,i}$, deve ser ajustado de modo que a perda de carga em cada um dos ramos, ΔP_i , seja igual a perda de carga existente entre A e B, ΔP .

As frações do fluxo mássico em ramos subsequentes a pontos de bifurcação podem ser obtidas, desde de que a sua soma seja igual ao fluxo de massa no ponto de bifurcação, a partir da seguinte equação:

$$F_1 + F_2 + \dots + F_n = \sum_{i=1}^n F_i = 1 \quad (2.5)$$

onde:

$$F_i = \frac{G_{r,i}}{G_r} \quad (2.6)$$

sendo F_i a fração do fluxo de refrigerante escoando no ramal e n o número de ramais que deixam o ponto de bifurcação.

De forma análoga à equação (2.3), pode-se reescrever a equação (2.6) como segue:

$$F_i = \frac{\left(\frac{\Delta P_i}{R_i}\right)^{0,571}}{\left(\frac{\Delta P}{R_{eq}}\right)^{0,571}} = \left(\frac{\Delta P_i}{\Delta P} \cdot \frac{\frac{1}{R_i}}{\frac{1}{R_{eq}}}\right)^{0,571} \quad (2.7)$$

Como $\Delta P_i = \Delta P$, tem-se que:

$$F_i = \frac{\frac{1}{R_i^{0,571}}}{\frac{1}{R_{eq}^{0,571}}} \quad (2.8)$$

A resistência ao escoamento equivalente, R_{eq} , pode ser expressa em termos das resistências em cada ramal do circuito, de acordo com a seguinte equação:

$$\frac{1}{R_{eq}^{0,571}} = \frac{1}{R_1^{0,571}} + \frac{1}{R_2^{0,571}} + \cdots + \frac{1}{R_n^{0,571}} = \sum_{j=1}^n \frac{1}{R_j^{0,571}} \quad (2.9)$$

Substituindo a equação (2.9) na equação (2.8), obtém-se:

$$F_i = \frac{1}{R_i^{0,571} \cdot \sum_{j=1}^n \frac{1}{R_j^{0,571}}} \quad (2.10)$$

ou

$$F_i = \frac{1}{\sum_{j=1}^n \left(\frac{R_i}{R_j} \right)^{0,571}} \quad (2.11)$$

A equação (2.11) é utilizada para atualizar o fluxo de massa de refrigerante em cada circuito do evaporador, caso a convergência não tenha sido obtida, durante o processo iterativo do modelo. Entretanto, o fluxo de massa total de refrigerante é corrigido através de um método iterativo do tipo Newton-Raphson baseado no valor da entalpia na saída do evaporador.

2.3 - LÓGICA COMPUTACIONAL DO MODELO

As tabelas 2.1 e 2.2 apresentam, respectivamente, o conjunto de parâmetros necessário à simulação de evaporadores a partir do modelo e as principais variáveis resultantes do seu processo iterativo.

Tabela 2.1 - Parâmetros necessários à simulação do evaporador.

Ar
Vazão volumétrica
Perfil de velocidades na face do evaporador
Estado psicrométrico na face do evaporador (temperatura e umidade relativa)
REFRIGERANTE
Tipo de refrigerante (R-12, R-134a ou R-22)
Título na entrada do evaporador
Temperatura de saturação na saída do evaporador
Grau de superaquecimento
GEOMETRIA
Parâmetros geométricos e circuito de tubos do evaporador

Tabela 2.2 - Principais variáveis resultantes do processo iterativo.

Capacidade de refrigeração do evaporador (total, sensível e latente)
Perda de carga total do refrigerante
Vazão mássica de refrigerante
Perda de carga total do ar
Estado psicrométrico do ar na saída do evaporador (temperatura e umidade relativa)

A situação em questão é similar àquela onde tem-se dois fluidos escoando ao longo de um trocador de calor, como mostrado na figura 2.4.

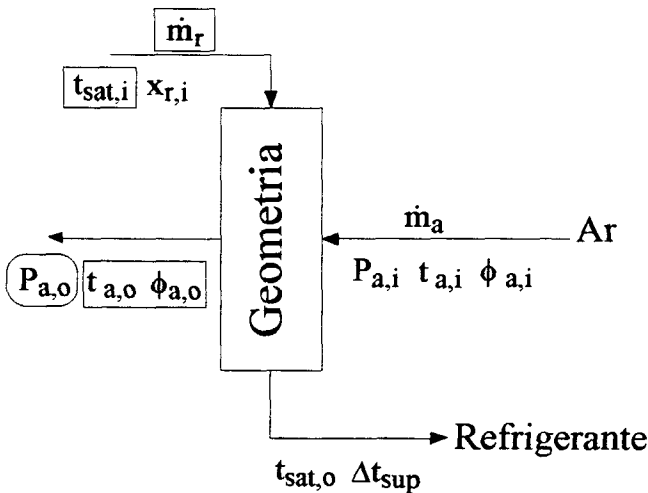


Figura 2.4 - Caracterização das principais variáveis envolvidas na simulação do evaporador.

Ao fluir através do evaporador, o ar sofre um processo de resfriamento e desumidificação, reduzindo gradualmente a sua temperatura e umidade absoluta. Entretanto, a temperatura do refrigerante permanece aproximadamente constante, na região bifásica. No final do trocador, a temperatura do refrigerante aumenta e, conseqüentemente, a diferença de temperatura entre o ar e o refrigerante diminui.

Para resolver o problema caracterizado na figura 2.4 são necessárias as seguintes equações:

- Equação da conservação da energia.
- Equação da conservação da quantidade de movimento aplicada ao refrigerante.
- Equação constitutiva da transferência de calor.
- Equação constitutiva da transferência de massa.

A equação da conservação da quantidade de movimento aplicada ao ar não se faz necessária, pois a variação da pressão da corrente de ar ao longo do evaporador é desprezada durante a convergência do modelo. Esta hipótese é bastante satisfatória, uma vez que a perda de carga sofrida pelo ar, dentro da faixa de interesse do presente trabalho, não provoca variações consideráveis nas suas propriedades. Sendo assim, tem-se um sistema de quatro equações e dez incógnitas (\dot{m}_r , $t_{sat,i}$, $x_{r,i}$, $t_{sat,o}$, Δt_{sup} , \dot{m}_a , $t_{a,i}$, $\phi_{a,i}$, $t_{a,o}$, $\phi_{a,o}$). Como seis destas incógnitas são fornecidas previamente (no caso: $x_{r,i}$, $t_{sat,o}$, Δt_{sup} , \dot{m}_a , $t_{a,i}$, $\phi_{a,i}$), o sistema em questão pode ser resolvido fornecendo as demais variáveis (\dot{m}_r , $t_{sat,i}$, $t_{a,o}$, $\phi_{a,o}$).

As figuras 2.5 e 2.6 apresentam os principais processos iterativos do modelo proposto para simulação de evaporadores do tipo tubo aletado, empregados em câmaras frigoríficas.

O fluxograma da figura 2.5 mostra os principais critérios de convergência do programa principal do modelo de simulação. O estado termodinâmico do refrigerante na saída do evaporador é um dado de entrada, devendo ser satisfeito durante a simulação. Para tanto, ajusta-se a pressão do refrigerante na entrada do evaporador e o seu fluxo de massa total.

Na figura 2.6 apresenta-se a estrutura da subrotina de simulação do evaporador pelo método Tubo-por-Tubo. O fluxo de massa em cada circuito é ajustado de modo que a pressão nos tubos de saída seja equalizada e a entalpia do refrigerante na saída do evaporador seja obtida.

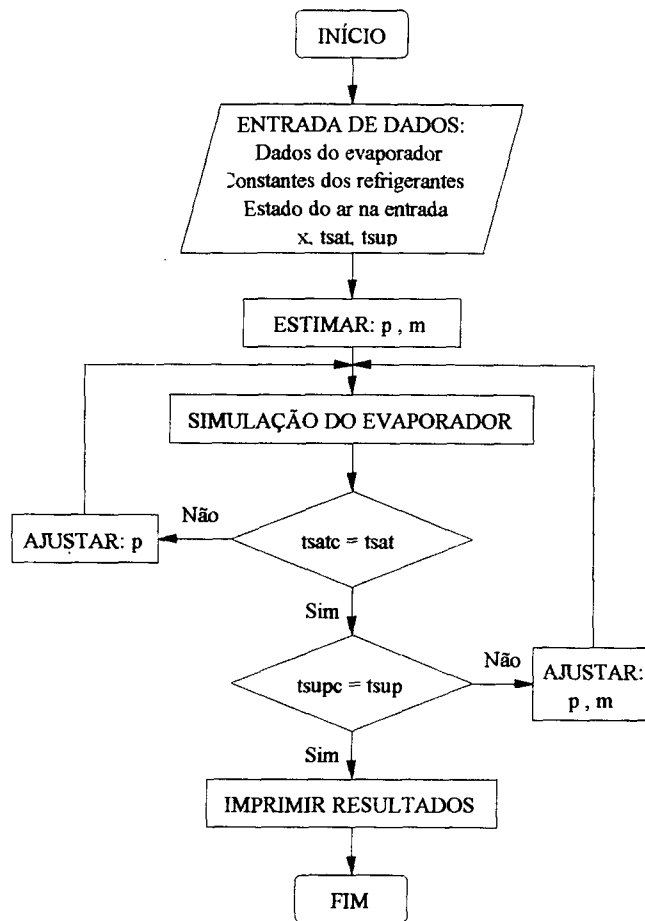


Figura 2.5 - Lógica do programa principal do modelo de simulação de evaporadores.

LEGENDA DA FIGURA 2.5

x = título do refrigerante na entrada do evaporador,

p = pressão de saturação do refrigerante na entrada do evaporador,

m = vazão mássica de refrigerante,

tsat = temperatura de saturação do refrigerante na saída do evaporador,

tsup = grau de superaquecimento do refrigerante na saída do evaporador,

tsatc = temperatura de saturação do refrigerante calculada na saída do evaporador,

tsupc = grau de superaquecimento do refrigerante calculado na saída do evaporador.

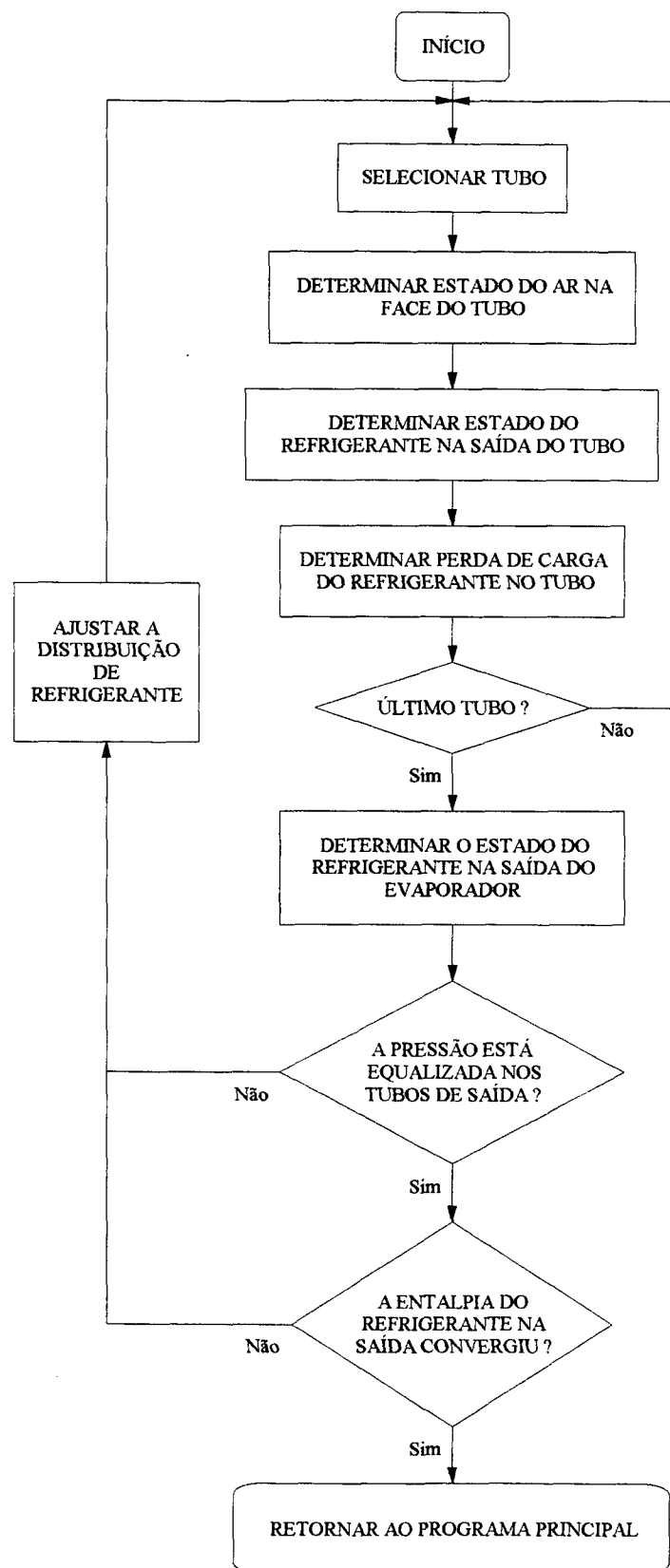


Figura 2.6 - Lógica da subrotina de simulação do evaporador pelo método tubo-por-tubo.

3 - ANÁLISE DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR PARA UM TUBO ALETADO EM ESCOAMENTO CRUZADO

No método tubo-por-tubo há um isolamento imaginário de cada tubo do evaporador. Desta forma o problema pode ser considerado como um escoamento cruzado puro, de acordo com a figura 3.1.

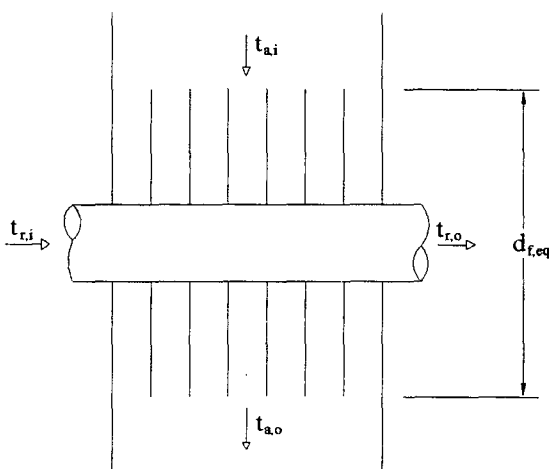


Figura 3.1 - Escoamento cruzado puro em um tubo aletado.

A taxa de transferência de calor para a situação mostrada na figura 3.1 pode ser representada pela equação de Péclet, como segue:

$$\dot{Q} = U \cdot A_T \cdot \Delta T_m \quad (3.1)$$

Utiliza-se a diferença média logarítmica de temperatura, porque a diferença de temperatura entre os fluidos, ar e refrigerante, varia ao longo do evaporador. Para escoamento cruzado puro, tal diferença pode ser obtida a partir das expressões a seguir apresentadas (Threlkeld, 1970):

$$\Delta T_m = \frac{t_{a,i} - t_{a,o}}{\ln \left(\frac{t_{a,i} - t_{r,sat}}{t_{a,o} - t_{r,sat}} \right)} \quad (3.2)$$

quando a temperatura do refrigerante não varia, e

$$\Delta T_m = \frac{t_{a,i} - t_{a,o}}{\ln \left[\frac{\frac{t_{r,o} - t_{r,i}}{t_{a,i} - t_{a,o}}}{\frac{t_{r,o} - t_{r,i}}{t_{a,i} - t_{a,o}} + \ln \left(\frac{t_{a,i} - t_{r,o}}{t_{a,i} - t_{r,i}} \right)} \right]} \quad (3.3)$$

quando a temperatura de ambos os fluidos , ar e refrigerante, variam.

A taxa de transferência de calor pode também ser obtida em função da diferença de entalpia:

$$\dot{Q} = \dot{m}_r \cdot (h_{r,o} - h_{r,i}) \quad (3.4)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_a \cdot (h_{a,i} - h_{a,o}) \quad (3.5)$$

ou ainda,

$$\dot{Q} = \dot{m}_a \cdot C_{p_a} \cdot (t_{a,i} - t_{a,o}) + \dot{m}_w \cdot h_{lv} \quad (3.6)$$

Sendo que o primeiro e o segundo termos da equação (3.6) representam a parcela sensível e a parcela latente da capacidade de refrigeração da serpentina, respectivamente.

As equações (3.1) a (3.6) permitem derivações para o cálculo da taxa de transferência de calor em um tubo com refrigerante escoando nas formas bifásica, monofásica (vapor

superaquecido), ou ambas. Os mecanismos de transferência de calor durante a mudança de fase do refrigerante no interior de um tubo são bastante complexos, estando associados ao regime de escoamento do refrigerante. Nos evaporadores de câmaras frigoríficas (evaporadores de expansão direta) o refrigerante apresenta um título relativamente baixo na entrada. À medida que calor é cedido ao refrigerante, mais vapor é formado no interior do tubo, com consequente aumento de velocidade do escoamento. A evaporação continua até que na saída do evaporador o refrigerante se encontre no estado de vapor saturado ou superaquecido. O coeficiente de transferência de calor na ebulição varia à medida que o título e a velocidade do refrigerante variam, sendo esta variação associada aos regimes de escoamento, como mostrado na figura 3.2.

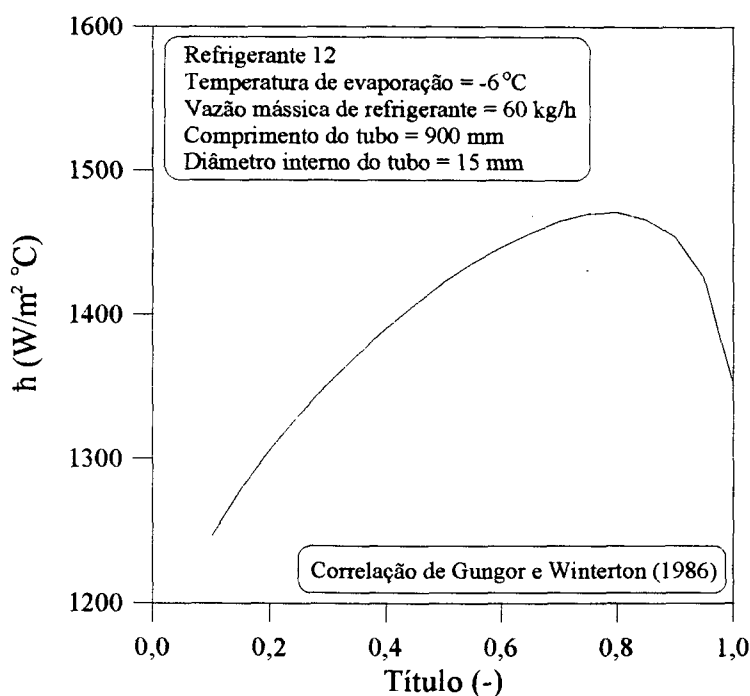


Figura 3.2 - Variação do coeficiente de transferência de calor no interior de um tubo reto.

Na entrada do evaporador bolhas de vapor escoam juntamente com refrigerante líquido. Mais adiante, com a continuidade da transferência de calor, mais vapor se forma no tubo, com consequente mudança para o regime anular. Neste regime o vapor escoa a alta velocidade na região central do tubo, enquanto o líquido escoa como uma película junto à sua superfície. Em

seguida o regime pode mudar para escoamento em névoa de líquido no vapor (escoamento disperso), com a possibilidade de ocorrência de uma mistura em não-equilíbrio termodinâmico de vapor e líquido (gotículas) superaquecidos, até que todo o líquido tenha se evaporado. É relevante salientar que os regimes de escoamento mencionados estão relacionados com a ebulição do refrigerante no interior de tubos sem aletamento interno, uma vez que a introdução de aletas no interior dos tubos altera significativamente o padrão de escoamento.

A transição entre os regimes de escoamento é função das condições de operação do sistema e do refrigerante considerado. A exemplo de Domanski (1989) serão empregadas, neste trabalho, diferentes correlações para avaliar a transferência de calor no interior de tubos, sem aletamento interno, de acordo com o padrão de escoamento do refrigerante: escoamento anular (para título do refrigerante até 0,85), escoamento disperso (para título na faixa de 0,85 a 1,0) e escoamento monofásico (refrigerante vapor superaquecido). Os valores de título admitidos para a transição entre os regimes de escoamento do refrigerante são concordantes com os valores encontrados na literatura.

O escoamento do refrigerante na forma de bolhas de vapor juntamente com a fase líquida, relativo à região de entrada, não será considerado uma vez que o comprimento de tubo associado com esta forma de escoamento é insignificante quando comparado com os comprimentos associados às formas anular e dispersa.

Levando-se em conta o fato de que a presente análise é realizada em regime permanente (sem variações de carga térmica sensível e latente) e a pequena desumidificação sofrida pelo ar, a equação (3.6) pode ser reescrita como segue:

$$\dot{Q} = \dot{m}_a \cdot C_{p_a} \cdot (t_{a,i} - t_{a,o}) \quad (3.7)$$

3.1 - ESCOAMENTO ANULAR

Considerando escoamento bifásico anular ao longo de todo o comprimento de um determinado tubo do evaporador, substituindo a equação (3.2) na equação (3.1) e igualando o resultado à equação (3.7), verifica-se que:

$$\ln\left(\frac{t_{a,i} - t_{r,sat}}{t_{a,o} - t_{r,sat}}\right) = -\ln\left(\frac{t_{a,o} - t_{r,sat}}{t_{a,i} - t_{r,sat}}\right) = \frac{U \cdot A_T}{\dot{m}_a \cdot Cp_a}$$

ou

$$t_{a,o} = t_{a,i} - (t_{a,i} - t_{r,sat}) \cdot \left[1 - \exp\left(-\frac{U \cdot A_T}{\dot{m}_a \cdot Cp_a}\right)\right] \quad (3.8)$$

Substituindo a equação (3.8) na equação (3.7), obtém-se a taxa de transferência de calor em escoamento anular ao longo do comprimento total de um determinado tubo do evaporador, $\dot{Q}_{anul,T}$, de acordo com a seguinte equação:

$$\dot{Q}_{anul,T} = \dot{m}_a \cdot Cp_a \cdot (t_{a,i} - t_{r,sat}) \cdot \left[1 - \exp\left(-\frac{U \cdot A_T}{\dot{m}_a \cdot Cp_a}\right)\right] \quad (3.9)$$

A fração do tubo com refrigerante bifásico escoando na forma anular pode ser definida como segue:

$$Z_{anul} = \frac{\dot{Q}_{anul}}{\dot{Q}_{anul,T}} \quad (3.10)$$

sendo \dot{Q}_{anul} a taxa de transferência de calor para o refrigerante escoando na forma anular.

Substituindo a equação (3.10) na equação (3.9), obtém-se a taxa de transferência de calor na parcela do tubo com escoamento anular, como segue:

$$\dot{Q}_{\text{anul}} = Z_{\text{anul}} \cdot \dot{m}_a \cdot C_{p_a} \cdot (t_{a,i} - t_{r,\text{sat}}) \cdot \left[1 - \exp\left(-\frac{U \cdot A_T}{\dot{m}_a \cdot C_{p_a}}\right) \right] \quad (3.11)$$

Se o título do refrigerante na saída do tubo for maior do que 0,85, a taxa de transferência de calor associada à parcela do tubo com escoamento anular passa a ser:

$$\dot{Q}_{\text{anul}} = \dot{m}_r \cdot (h_{r,85\%} - h_{r,i}) \quad (3.12)$$

sendo $h_{r,85\%}$ a entalpia do refrigerante para título igual a 0,85 e $h_{r,i}$ a entalpia do refrigerante bifásico na entrada do tubo.

Substituindo as equações (3.9) e (3.12) na equação (3.10) chega-se a expressão para o cálculo da fração do tubo com refrigerante em escoamento anular, como mostrado a seguir:

$$Z_{\text{anul}} = \frac{\dot{m}_r \cdot (h_{r,85\%} - h_{r,i})}{\dot{m}_a \cdot C_{p_a} \cdot (t_{a,i} - t_{r,\text{sat}}) \cdot \left[1 - \exp\left(-\frac{U \cdot A_T}{\dot{m}_a \cdot C_{p_a}}\right) \right]} \quad (3.13)$$

Para título do refrigerante, na saída do tubo, menor do que 0,85, tem-se que $Z_{\text{anul}} = 1$.

3.2 - ESCOAMENTO DISPERSO

A fração do tubo com refrigerante bifásico em escoando disperso pode ser definida como segue:

$$Z_{\text{disp}} = \frac{\dot{Q}_{\text{disp}}}{\dot{Q}_{\text{disp,T}}} \quad (3.14)$$

sendo \dot{Q}_{disp} a taxa de transferência de calor para o refrigerante em escoamento disperso e $\dot{Q}_{\text{disp,T}}$ a taxa de transferência de calor para o refrigerante em escoamento disperso ao longo de todo o comprimento do tubo.

Considerando-se escoamento disperso ao longo de todo o comprimento de um determinado tubo do evaporador, pode-se escrever, de forma análoga à equação (3.9), a seguinte equação:

$$\dot{Q}_{\text{disp,T}} = \dot{m}_a \cdot C_{p_a} \cdot (t_{a,i} - t_{r,\text{sat}}) \cdot \left[1 - \exp\left(-\frac{U \cdot A_T}{\dot{m}_a \cdot C_{p_a}}\right) \right] \quad (3.15)$$

Substituindo a equação (3.15) na equação (3.14), obtém-se:

$$\dot{Q}_{\text{disp}} = Z_{\text{disp}} \cdot \dot{m}_a \cdot C_{p_a} \cdot (t_{a,i} - t_{r,\text{sat}}) \cdot \left[1 - \exp\left(-\frac{U \cdot A_T}{\dot{m}_a \cdot C_{p_a}}\right) \right] \quad (3.16)$$

Para escoamento bifásico ao longo de todo o comprimento do tubo, a seguinte expressão pode ser escrita:

$$Z_{\text{disp}} = 1 - Z_{\text{anul}} \quad (3.17)$$

Substituindo a equação (3.17) na equação (3.16) chega-se a uma equação alternativa para o cálculo da taxa de transferência de calor na parcela do tubo com refrigerante em escoamento

disperso, como segue:

$$\dot{Q}_{\text{disp}} = (1 - Z_{\text{anul}}) \cdot \dot{m}_a \cdot C_{p_a} \cdot (t_{a,i} - t_{r,\text{sat}}) \cdot \left[1 - \exp\left(-\frac{U \cdot A_T}{\dot{m}_a \cdot C_{p_a}}\right) \right] \quad (3.18)$$

Se a entalpia do refrigerante na saída do tubo for superior à entalpia do vapor saturado, $h_{v,\text{sat}}$, a taxa de transferência de calor associada à parcela do tubo com escoamento disperso torna-se:

$$\dot{Q}_{\text{disp}} = \dot{m}_r \cdot (h_{v,\text{sat}} - h_{r,85\%}) \quad (3.19)$$

Sendo assim, a fração do tubo com refrigerante em escoamento disperso passa a ser obtida substituindo-se as equações (3.15) e (3.19) na equação (3.14), como segue:

$$Z_{\text{disp}} = \frac{\dot{m}_r \cdot (h_{v,\text{sat}} - h_{r,85\%})}{\dot{m}_a \cdot C_{p_a} \cdot (t_i - t_{r,\text{sat}}) \cdot \left[1 - \exp\left(-\frac{U \cdot A_T}{\dot{m}_a \cdot C_{p_a}}\right) \right]} \quad (3.20)$$

3.3 - ESCOAMENTO MONOFÁSICO

Considerando-se vapor superaquecido ao longo de todo o comprimento de um determinado tubo do evaporador, substituindo a equação (3.3) na equação (3.1) e igualando o resultado à equação (3.7), chega-se à seguinte expressão:

$$\dot{m}_a \cdot C_{p_a} = \frac{U \cdot A_T}{\ln\left[\frac{\Phi_1}{\Phi_1 + \ln(\Phi_2)}\right]} \quad (3.21)$$

onde:

$$\Phi_1 = \frac{t_{r,o} - t_{r,i}}{t_{a,i} - t_{a,o}}$$

e

$$\Phi_2 = \frac{t_{a,i} - t_{r,o}}{t_{a,i} - t_{r,i}}$$

Reescrevendo a equação (3.21), tem-se:

$$\ln(\Phi_2) = \Phi_1 \cdot \left[1 - \exp\left(\frac{U \cdot A_T}{\dot{m}_a \cdot C_{p_a}}\right) \right] \cdot \exp\left(-\frac{U \cdot A_T}{\dot{m}_a \cdot C_{p_a}}\right)$$

ou

$$\Phi_2 = \frac{t_{a,i} - t_{r,o}}{t_{r,i} - t_{r,i}} = \exp\left\{-\Phi_1 \cdot \left[1 - \exp\left(-\frac{U \cdot A_T}{\dot{m}_a \cdot C_{p_a}}\right) \right]\right\}$$

ou

$$t_{r,o} = t_{a,i} - (t_{a,i} - t_{r,i}) \cdot \exp\left\{-\Phi_1 \cdot \left[1 - \exp\left(-\frac{U \cdot A_T}{\dot{m}_a \cdot C_{p_a}}\right) \right]\right\} \quad (3.22)$$

A taxa de transferência de calor para o refrigerante na forma de vapor superaquecido, \dot{Q}_{sup} , pode ser representada por:

$$\dot{Q}_{\text{sup}} = \dot{m}_r \cdot C_{p_r} \cdot (t_{r,o} - t_{r,i}) \quad (3.23)$$

Substituindo a equação (3.22) na equação (3.23), obtém-se:

$$\dot{Q}_{\text{sup}} = \dot{m}_r \cdot C_{p_r} \cdot (t_{a,i} - t_{r,i}) \cdot \left\{ 1 - \exp\left[-\Phi_1 \cdot \left(1 - \exp\left(-\frac{U \cdot A_T}{\dot{m}_a \cdot C_{p_a}}\right) \right)\right] \right\} \quad (3.24)$$

Igualando as equações (3.7) e (3.23), na parcela do tubo ocupada apenas por refrigerante em escoamento monofásico, tem-se:

$$\frac{t_{r,o} - t_{r,i}}{t_{a,i} - t_{a,o}} = \frac{\dot{m}_{a,\text{sup}} \cdot C_{p_a}}{\dot{m}_r \cdot C_{p_r}} = \Phi_1 \quad (3.25)$$

sendo $\dot{m}_{a,\text{sup}}$ a vazão mássica de ar seco associada à parcela do tubo com refrigerante escoando na forma de vapor superaquecido.

Substituindo a equação (3.25) na equação (3.24), obtém-se:

$$\dot{Q}_{\text{sup}} = \dot{m}_r \cdot C_{p_r} \cdot (t_{a,i} - t_{r,i}) \cdot \left\{ 1 - \exp \left[- \frac{\dot{m}_{a,\text{sup}} \cdot C_{p_a}}{\dot{m}_r \cdot C_{p_r}} \cdot \left(1 - \exp \left(- \frac{U \cdot A_T}{\dot{m}_a \cdot C_{p_a}} \right) \right) \right] \right\} \quad (3.26)$$

A fração do tubo com refrigerante vapor superaquecido pode ser definida como segue:

$$Z_{\text{sup}} = \frac{\dot{m}_{a,\text{sup}}}{\dot{m}_a} \quad (3.27)$$

Para um tubo com refrigerante em escoamento bifásico na entrada e monofásico na saída, pode-se escrever:

$$Z_{\text{sup}} = 1 - Z_{\text{tp}} = 1 - Z_{\text{anul}} - Z_{\text{disp}} \quad (3.28)$$

onde:

$$Z_{\text{tp}} = Z_{\text{anul}} + Z_{\text{disp}} = \text{fração do tubo com escoamento bifásico.}$$

Substituindo a equação (3.28) na equação (3.27), verifica-se que:

$$\dot{m}_{a,\text{sup}} = \dot{m}_a \cdot (1 - Z_{\text{anul}} - Z_{\text{disp}}) \quad (3.29)$$

Substituindo agora a equação (3.29) na equação (3.26), obtém-se a equação completa para o cálculo da taxa de transferência de calor na parcela do tubo com escoamento monofásico, ou seja:

$$\dot{Q}_{\text{sup}} = \dot{m}_r \cdot C_{p_r} \cdot (t_{a,i} - t_{r,i}) \cdot \left[1 - \exp\left(-\frac{(1 - Z_{\text{anul}} - Z_{\text{disp}}) \cdot \dot{m}_a \cdot C_{p_a}}{\dot{m}_r \cdot C_{p_r}} \cdot \Theta\right) \right] \quad (3.30)$$

sendo,

$$\Theta = 1 - \exp\left(-\frac{U \cdot A_T}{\dot{m}_a \cdot C_{p_a}}\right)$$

As equações (3.11), (3.18) e (3.30) permitem calcular a taxa de transferência de calor para cada tubo do evaporador em função, apenas, das condições de entrada do ar e do refrigerante, sendo este um dos requisitos básicos do método tubo-por-tubo. Conhecidas as vazões e temperaturas de entrada do ar e do refrigerante em cada tubo, a taxa de transferência de calor é obtida, de acordo com os regimes de escoamento do refrigerante, sem maiores dificuldades.

4 - CÁLCULO DO COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DO EVAPORADOR

O projeto e análise do desempenho de forçadores de ar envolve, necessariamente, a solução da seguinte equação:

$$\dot{Q} = U \cdot A_T \cdot \Delta T_m \quad (4.1)$$

A diferença média logarítmica de temperatura, ΔT_m , foi definida no capítulo 3, sendo necessário, agora, a obtenção de expressões adequadas para o cálculo do coeficiente global de transferência de calor, U .

A análise e o cálculo do coeficiente global de transferência de calor serão realizados considerando-se um tubo aletado, em escoamento cruzado, operando com superfície externa completamente seca ou completamente úmida. O efeito da formação de gelo na superfície externa do evaporador será incluído posteriormente.

4.1 - TUBO ALETADO SECO

O coeficiente global de transferência de calor para um tubo aletado seco é utilizado nos cálculos da performance do evaporador, quando não ocorre desumidificação.

A figura 4.1 mostra uma seção de um tubo com aleta circular completamente seca.

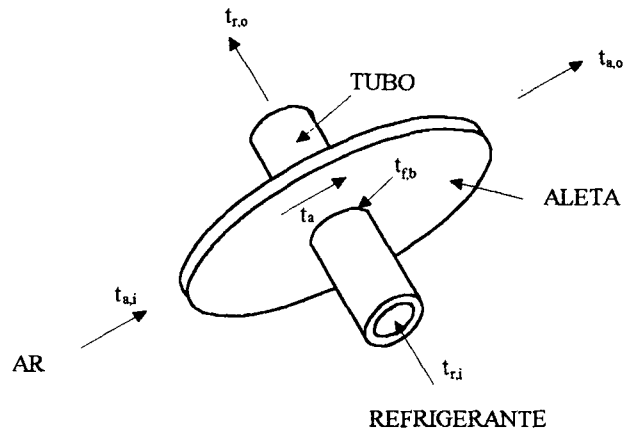


Figura 4.1 - Seção de um tubo aletado seco.

Desprezando a resistência de contato entre o tubo e a base da aleta, as equações seguintes podem ser escritas (Threlkeld 1970):

$$\dot{Q} = h_{\text{int}} \cdot A_{\text{p,int}} \cdot (t_{\text{p,int}} - t_{\text{r,i}}) \quad (4.2)$$

$$\dot{Q} = \frac{k_p}{\delta_p} \cdot A_{\text{p,m}} \cdot (t_{\text{p,ext}} - t_{\text{p,int}}) \quad (4.3)$$

$$\dot{Q} = U \cdot A_T \cdot (t_a - t_{\text{r,i}}) \quad (4.4)$$

$$\dot{Q} = h_{\text{ext}} \cdot A_{\text{p,ext}} \cdot (t_a - t_{\text{p,ext}}) + h_{\text{ext}} \cdot A_f \cdot (t_a - t_{\text{f,m}}) \quad (4.5)$$

Definindo a eficiência da aleta na forma apresentada a seguir,

$$\eta_{\text{seca}} = \frac{t_a - t_{\text{f,m}}}{t_a - t_{\text{f,b}}} \quad (4.6)$$

e desprezando a resistência de contato, tem-se:

$$t_{\text{f,b}} = t_{\text{p,ext}} \quad (4.7)$$

Assim, a equação (4.5) torna-se:

$$\dot{Q} = \dot{h}_{\text{ext}} \cdot (A_{\text{p,ext}} + \eta_{\text{sec a}} \cdot A_f) \cdot (t_a - t_{\text{p,ext}}) \quad (4.8)$$

ou ainda,

$$\dot{Q} = \dot{h}_{\text{ext}} \cdot \left[1 - \frac{A_f}{A_T} \cdot (1 - \eta_{\text{sec a}}) \right] \cdot (t_a - t_{\text{p,ext}}) \quad (4.9)$$

Incluindo agora a resistência de contato entre a superfície externa do tubo e a base da aleta e utilizando as equações (4.2), (4.3), (4.4) e (4.9), obtém-se, finalmente:

$$U = \frac{1}{\frac{A_T}{A_{\text{p,int}} \cdot \dot{h}_{\text{int}}} + \frac{A_T \cdot \delta_p}{A_{\text{p,m}} \cdot k_p} + \frac{A_T}{A_{\text{p,ext}} \cdot \dot{h}_{\text{pf}}} + \frac{1}{\dot{h}_{\text{ext}} \cdot \left[1 - \frac{A_f}{A_T} \cdot (1 - \eta_{\text{sec a}}) \right]}} \quad (4.10)$$

sendo,

$$A_{\text{p,m}} = \frac{A_{\text{p,int}} + A_{\text{p,ext}}}{2}$$

Wood et al. (1987) realizaram estudos experimentais com 26 trocadores de calor, tipo serpentina aletada. Estes estudos possibilitaram a elaboração de uma correlação para a estimativa da condutância térmica, \dot{h}_{pf} , associada ao contato tubo-aleta, sendo aplicável para trocadores de calor com aletas de alumínio acopladas à tubos de cobre com diâmetro interno na faixa de 6,350 mm (1/4 pol) a 15,875 mm (5/8 pol).

Tal correlação assume a seguinte forma:

$$\dot{h}_{\text{pf}} = 1,731 \cdot \exp \left[6,902 + 2,889 \cdot \left(I \cdot DV \cdot \frac{f_{\text{pi}}}{d_{\text{p,ext}}} \right)^{0,7} \cdot (\delta_f \cdot f_{\text{pi}})^{1,25} \right] \quad (4.11)$$

sendo f_{pi} o número de aletas por unidade de comprimento do tubo, I a interferência no acoplamento tubo-aleta e DV o comprimento da diagonal impressa no teste de dureza Vickers com carga de 25 g.

Quando o evaporador é utilizado por um longo período de tempo, o valor do coeficiente global de transferência de calor normalmente é reduzido em função do aumento da resistência à transferência de calor no lado do ar e no lado do refrigerante, provocado pelo acúmulo de impurezas (incrustação) nestas superfícies. Oskarsson et al. (1995) utilizaram dois evaporadores, um com cinco anos de operação e outro novo, para verificar a influência da incrustação sobre o desempenho destes componentes. Comparando resultados experimentais com um modelo analítico proposto para o cálculo do coeficiente global de transferência de calor verificaram, para o evaporador com cinco anos de operação, uma melhor concordância com os resultados experimentais quando resistências térmicas para levar em conta a incrustação eram incluídas. Para o evaporador novo verificaram não ser necessário a inclusão destas resistências, para obter-se uma boa concordância entre o modelo analítico e os resultados experimentais.

Oskarsson et al. (1990) propuseram a inclusão de duas resistências térmicas adicionais àquelas contidas na equação (4.10) para levar em conta o efeito da incrustação no evaporador com cinco anos de operação. Tais resistências têm os seguintes valores:

$$\frac{1}{\dot{h}_{inc,a}} = 2,84 \text{ (W / m}^2\text{°C)} \quad (4.12)$$

$$\frac{1}{\dot{h}_{inc,r}} = 2,84 \text{ (W / m}^2\text{°C)} \quad (4.13)$$

sendo $\dot{h}_{inc,a}$ a condutância térmica da incrustação no lado do ar e $\dot{h}_{inc,r}$ a condutância térmica da incrustação no lado do refrigerante.

O valores das resistências térmicas adicionais devidas ao acúmulo de impurezas nas superfícies dos evaporadores dependem do seu tempo de uso e das suas condições de operação. Afirmar que para este ou aquele evaporador estas resistências têm um valor conhecido, sem que haja verificação experimental, é uma decisão pouco correta. Tal constatação levou o autor a desconsiderar a influência da incrustação no lado do ar e no lado do refrigerante, ou seja, os evaporadores sob análise são considerados novos. Entretanto, caso existam valores confiáveis disponíveis, o efeito destas resistências sobre a transferência de calor pode ser incorporado à modelação, incluindo-se as resistências térmicas devidas à incrustação, tais como as equações (4.12) e (4.13), na equação (4.10).

4.2 -TUBO ALETADO ÚMIDO

A análise de tubos úmidos se aplica a evaporadores quando sua superfície estiver a uma temperatura abaixo do ponto de orvalho do ar. Como resultado, umidade será removida da corrente de ar devido à condensação na superfície externa do evaporador.

Quando a temperatura da superfície do evaporador estiver acima da temperatura de congelamento da água, o condensado escoará através das aletas devido a ação da gravidade. Caso contrário, haverá formação de gelo nas zonas com temperatura inferior à temperatura de congelamento da água e conseqüentemente uma maior restrição ao fluxo de ar, além do aparecimento de uma resistência térmica adicional devido a espessura da camada de gelo formado.

A taxa de transferência de calor entre a corrente de ar e a água condensada na superfície do evaporador pode ser representada, de acordo com a figura 4.2, pela seguinte equação:

$$d\dot{Q} = h_{ext} \cdot (t_a - t_{w,m}) \cdot dA_T + h_d \cdot (W_a - W_{w,m}) \cdot h_{lv,w} \cdot dA_T \quad (4.14)$$

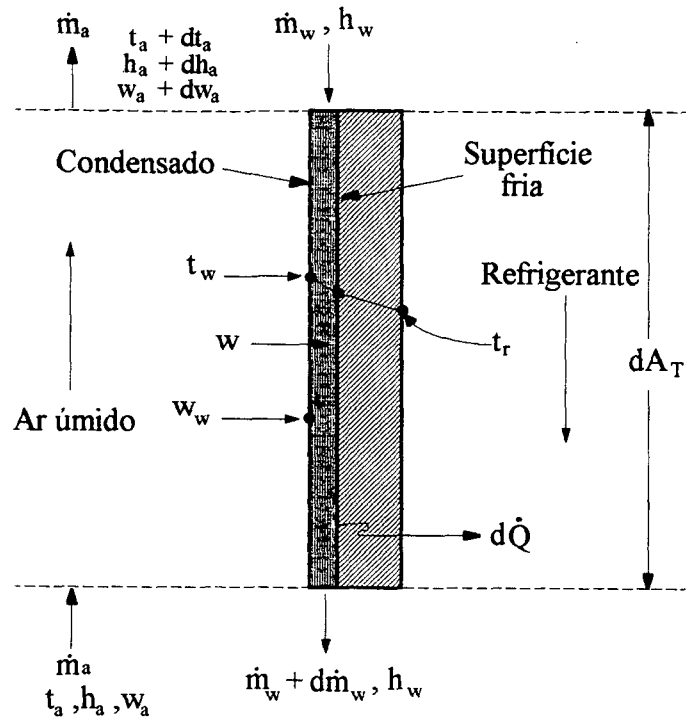


Figura 4.2 - Esquema do processo de resfriamento e desumidificação do ar.

O primeiro termo da equação (4.14) representa a transferência de calor sensível e segundo termo representa a transferência de calor latente entre a corrente de ar e o filme de condensado.

Para o ar à pressão atmosférica o número de Lewis, definido pela equação a seguir,

$$Le = \frac{h_{ext}}{h_d \cdot Cp_a} \quad (4.15)$$

tem valor aproximadamente igual a um.

Assumindo que o processo de resfriamento e desumidificação do ar ocorre segundo uma linha reta, a eficiência da aleta úmida, $\eta_{úmida}$, pode ser obtida a partir da seguinte equação:

$$\eta_{úmida} = \frac{t_a - t_{w,m}}{t_a - t_w} = \frac{W_a - W_{w,m}}{W_a - W_w} \quad (4.16)$$

Admitindo o número de Lewis igual a um para o ar e substituindo as equações (4.15) e (4.16) na equação (4.14), obtém-se:

$$d\dot{Q} = \dot{h}_{\text{ext}} \cdot \left[1 + \frac{h_{\text{lv,w}} \cdot (W_a - W_w)}{Cp_a \cdot (t_a - t_w)} \right] \cdot \left[1 - \frac{A_f}{A_T} \cdot (1 - \eta_{\text{úmida}}) \right] \cdot (t_a - t_w) \cdot dA_T \quad (4.17)$$

A taxa de transferência de calor através do filme de condensado pode ser expressa pela equação:

$$d\dot{Q} = \dot{h}_w \cdot \Delta t_w \cdot dA_T \quad (4.18)$$

sendo,

$$\dot{h}_w = \frac{k_w}{\delta_w} \quad (4.19)$$

onde \dot{h}_w é a condutância térmica do filme de condensado. A expressão para cálculo da espessura da película de condensado, δ_w , será apresentada no capítulo 5.

Incluindo uma resistência térmica para levar em conta o efeito da película de condensado na transferência de calor e utilizando as equações (4.14) a (4.19), a seguinte expressão para cálculo do coeficiente global de transferência de calor, para um tubo aletado úmido, pode ser derivada:

$$U = \frac{1}{\frac{A_T}{A_{p,\text{int}} \cdot \dot{h}_{\text{int}}} + \frac{A_T \cdot \delta_p}{A_{p,m} \cdot k_p} + \frac{1}{\dot{h}_w} + \frac{A_T}{A_{p,\text{ext}} \cdot \dot{h}_{\text{pf}}} + \frac{1}{\dot{h}_{\text{ext,w}} \cdot \left[1 - \frac{A_f}{A_T} \cdot (1 - \eta_{\text{úmida}}) \right]}} \quad (4.20)$$

sendo,

$$\dot{h}_{\text{ext,w}} = \dot{h}_{\text{ext}} \cdot \left[1 + \frac{h_{\text{lv,w}} \cdot (W_a - W_w)}{Cp_a \cdot (t_a - t_w)} \right] \quad (4.21)$$

Quando a superfície externa do evaporador apresentar temperatura muito abaixo da temperatura de congelamento da água, o vapor d'água eventualmente extraído se depositará na sua superfície sob a forma de gelo, ou seja, o processo de condensação e posterior congelamento ocorre quase instantaneamente. Para levar em conta o efeito da formação de gelo na superfície externa do evaporador sobre o coeficiente global de transferência de calor, é necessário eliminar o termo relativo à transferência de calor na película de condensado, $1/\bar{h}_w$, na equação (4.20) e acrescentar outro termo que represente a resistência imposta à transferência de calor pela camada de gelo.

Considerando uma camada de gelo com espessura constante ao longo da aleta, a equação (4.20) pode ser reescrita como segue:

$$U = \frac{1}{\frac{A_T}{A_{p,int} \cdot \bar{h}_{mt}} + \frac{A_T \cdot \delta_p}{A_{p,m} \cdot k_p} + \frac{1}{\bar{h}_g} + \frac{A_T}{A_{p,ext} \cdot \bar{h}_{pf}} + \frac{1}{\bar{h}_{ext,w} \cdot \left[1 - \frac{A_f}{A_T} \cdot (1 - \eta_{congelada}) \right]}} \quad (4.22)$$

sendo,

$$\bar{h}_g = \frac{k_g}{\delta_g}$$

onde \bar{h}_g é a condutância térmica da camada de gelo. A expressão para o cálculo da espessura da camada de gelo, δ_g , será apresentada no capítulo 5.

A modelação apresentada para o cálculo do coeficiente global de transferência de calor é aplicável quando a superfície externa da serpentina estiver seca, úmida ou congelada. O modelo proposto por Domanski (1989) utiliza as mesmas hipóteses aqui apresentadas para o cálculo do coeficiente global de transferência de calor, diferindo apenas quanto à estimativa da eficiência da aleta úmida, ou congelada, apresentada no capítulo 6.

5 - ANÁLISE DA CONDENSAÇÃO E FORMAÇÃO DE NEVE E GELO SOBRE A SUPERFÍCIE EXTERNA DO EVAPORADOR

5.1 - CONDENSAÇÃO SOBRE A SUPERFÍCIE EXTERNA DO EVAPORADOR

A análise apresentada a seguir permite a estimativa da espessura do filme de condensado formado em um tubo com aleta plana vertical. Obviamente, em aplicações reais, a condensação de umidade não é uniforme sobre a superfície da aleta e a espessura de condensado varia ao longo da sua altura. Variações locais na espessura de condensado são bem mais acentuadas em aletas corrugadas e recortadas. Dentro de uma gama de possíveis aproximações analíticas, optou-se pela estimativa de uma espessura média de condensado ao longo da aleta.

5.1.1 - CÁLCULO DA REMOÇÃO DE UMIDADE DO AR

A transferência de massa entre o filme de condensado e o ar pode ser representada através da seguinte equação:

$$\dot{m}_a \cdot dW_a = -\dot{h}_{d,ext} \cdot (W_a - W_w) \cdot dA_T \quad (5.1)$$

Para número de Lewis igual a um,

$$Le = \frac{\dot{h}_{ext}}{\dot{h}_{d,ext} \cdot C_{p_a}} = 1$$

a equação (5.1) assume a seguinte forma:

$$\dot{m}_a \cdot dW_a = -\frac{\dot{h}_{ext}}{C_{p_a}} \cdot (W_a - W_w) \cdot dA_T \quad (5.2)$$

A variação da umidade absoluta do ar ao cruzar um determinado tubo da serpentina pode ser obtida a partir da integração da equação (5.2), fornecendo:

$$W_{a,o} = W_{a,i} - (W_{a,i} - W_w) \cdot \left[1 - \exp\left(-\frac{\dot{h}_{ext} \cdot A_T}{\dot{m}_a \cdot C_{p_a}}\right) \right] \quad (5.3)$$

A condensação de umidade pode, eventualmente, ocorrer apenas em determinadas áreas da superfície externa do evaporador. Isto pode acontecer, por exemplo, para um tubo onde o refrigerante tenha na entrada uma temperatura inferior à temperatura de orvalho do ar e na saída uma temperatura acima desta.

Outra situação provável se dá quando a temperatura do refrigerante é ligeiramente menor que a temperatura de orvalho do ar. Assim sendo, ocorrerá condensação na superfície do tubo e na parte da área aletada que estiver abaixo do ponto de orvalho. A superfície da aleta mais afastada do tubo, com temperatura superior à temperatura de orvalho, não produzirá condensação.

A modelação rigorosa da condensação parcial requer a identificação das zonas com temperatura inferior ao ponto de orvalho do ar, sendo esta tarefa extremamente complexa. Assim sendo, optou-se por adotar uma modelação aproximada, a qual será delineada a seguir.

Para o cálculo da umidade removida da corrente de ar, considera-se que, independente da forma da aleta, a área da aleta utilizada pelo tubo (área $dt \cdot dl$, figura 5.1) é equivalente em performance a uma aleta circular de igual área. Assim sendo, o diâmetro do topo, ou externo, desta aleta circular equivalente, $d_{f,t}$, pode ser obtido como segue:

$$d_{f,t} = 2 \cdot \left(\frac{dt \cdot dl}{\pi} \right)^{0,5} \quad (5.4)$$

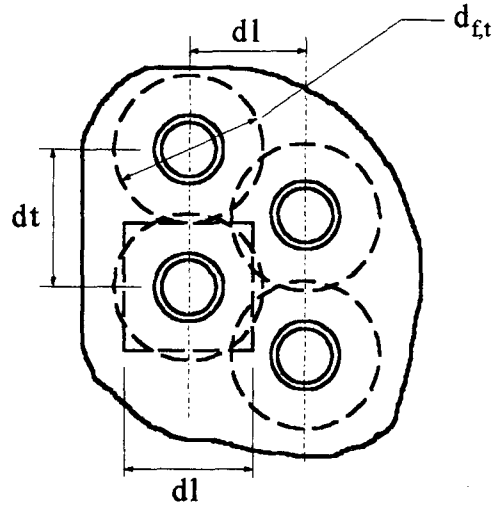


Figura 5.1 - Método aproximado de se tratar uma aleta retangular como uma aleta circular de igual área.

A temperatura média para a superfície da aleta, $t_{f,m}$, pode ser expressa pela equação:

$$t_{f,m} = \frac{1}{A_f} \cdot \int t_f \cdot dA_f \quad (5.5)$$

Admitindo-se um perfil linear de temperatura ao longo da aleta e integrando a equação (5.5), como mostrado no apêndice B, obtém-se:

$$t_{f,m} = t_{p,ext} + (t_{f,t} - t_{p,ext}) \cdot \left(\frac{d_{f,t}^3}{3} - \frac{d_{f,t}^2 \cdot d_{p,ext}}{2} + \frac{d_{p,ext}^3}{6} \right) \cdot \frac{2 \cdot \pi}{A_f \cdot (d_{f,t} - d_{p,ext})} \quad (5.6)$$

Como a temperatura média da aleta, $t_{f,m}$, pode ser expressa em função da sua eficiência, $\eta_{úmida}$, de acordo com a seguinte equação:

$$t_{f,m} = t_a - \eta_{úmida} \cdot (t_a - t_{p,ext}) \quad (5.7)$$

A temperatura do topo da aleta circular equivalente, $t_{f,t}$, pode ser determinada substituindo-se a equação (5.7) na equação (5.6).

Assumindo agora que a umidade absoluta do ar saturado ao longo da aleta também varia linearmente com a temperatura, a umidade absoluta do ar saturado correspondente à temperatura média da superfície da aleta, quando esta for inferior à temperatura de orvalho, pode ser calculada pela seguinte equação:

$$W_w = W_{p,ext} + (W_{f,t} - W_{p,ext}) \cdot \left[\frac{d_{f,t}^3}{3} - \frac{d_{f,t}^2 \cdot d_{p,ext}}{2} + \frac{d_{p,ext}^3}{6} \right] \cdot \frac{2 \cdot \pi}{A_f (d_{f,t} - d_{p,ext})} \quad (5.8)$$

A taxa de remoção de umidade do ar, por unidade de área, pode então ser calculada. Como segue:

$$\dot{R} = \frac{\dot{m}_a \cdot (W_{a,i} - W_{a,o})}{A_T} \quad (5.9)$$

onde,

$$A_T = A_{p,ext} + A_f$$

5.1.2 - CÁLCULO DA ESPESSURA DA PELÍCULA DE CONDENSADO

A condensação na superfície externa do evaporador pode ocorrer, basicamente, segundo dois mecanismos: na forma de gotas ou na forma de uma película de condensado, sendo este característico de superfícies limpas. Nas aplicações onde a superfície externa da serpentina apresentar-se limpa, com temperatura inferior a temperatura de orvalho do ar e superior à temperatura de congelamento da água, considera-se que o vapor d'água extraído da corrente de ar escoará ao longo das aletas formando uma película de condensado. Esta película oferecerá resistência adicional à transferência de calor e ao fluxo de ar através da serpentina. A parcela de condensado formado no contato do fluxo de ar com os tubos do evaporador não é considerado para efeito de variação da umidade absoluta.

A figura 5.2 mostra esquematicamente condensado escoando, na forma laminar, ao longo de uma aleta plana vertical, sujeito à forças viscosas e de empuxo devido ao vapor deslocado.

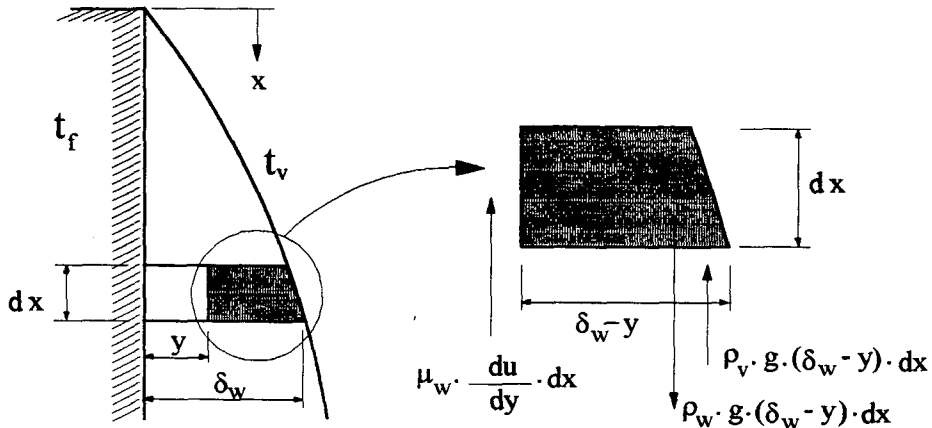


Figura 5.2 - Condensação sobre placa plana vertical.

O peso do elemento de fluido de espessura dx e altura $\delta_w - y$, é contrabalançado pela força de atrito viscoso em y e pelo empuxo devido ao vapor deslocado. Assim, assumindo que o ar não provoca arraste de líquido da película de condensado, podemos escrever a seguinte equação:

$$\rho_w \cdot g \cdot (\delta_w - y) \cdot dx = \mu_w \cdot \frac{du}{dy} \cdot dx + \rho_v \cdot g \cdot (\delta_w - y) \cdot dx \quad (5.10)$$

ou ainda,

$$\mu_w \cdot du = (\rho_w - \rho_v) \cdot g \cdot (\delta_w - y) \cdot dy \quad (5.11)$$

Integrando a equação (5.11) e tomando a condição de contorno $u = 0$ em $y = 0$, obtém-se a equação para o cálculo do perfil de velocidades da película de condensado ao longo da superfície da aleta:

$$u = \frac{(\rho_w - \rho_v) \cdot g}{\mu_w} \cdot \left(\delta_w \cdot y - \frac{1}{2} \cdot y^2 \right) \quad (5.12)$$

O fluxo de massa de condensado para qualquer posição x da película pode, então, ser calculado por:

$$\dot{m}_w = \int_0^{\delta_w} \rho_w \cdot u \cdot dy \quad (5.13)$$

Substituindo a equação (5.12) na equação (5.13) e integrando, obtém-se:

$$\dot{m}_w = \frac{1}{3} \cdot \frac{\rho_w \cdot (\rho_w - \rho_v) \cdot g}{\mu_w} \cdot \delta_w^3 \quad (5.14)$$

O calor transferido junto à superfície da aleta, na área $dx \cdot 1$, para um perfil linear de temperatura, será:

$$q_x = -k_w \cdot dx \cdot \left. \frac{\partial t}{\partial y} \right|_{y=0} = k_w \cdot dx \cdot \frac{t_v - t_{f,m}}{\delta_w} \quad (5.15)$$

A quantidade de condensado adicionado entre x e $x + dx$ pode ser obtida como segue:

$$\frac{d}{dx}(\dot{m}_w) = \frac{d}{d\delta_w}(\dot{m}_w) \cdot \frac{d\delta_w}{dx} \cdot dx = \frac{\rho_w \cdot (\rho_w - \rho_v) \cdot g}{\mu_w} \cdot \delta_w^2 \cdot d\delta_w \quad (5.16)$$

O calor removido pela aleta deve ser igual ao produto do fluxo de massa adicional, representado pela equação (5.16), pelo calor latente de condensação do vapor. Assim sendo:

$$\left[\frac{\rho_w \cdot (\rho_w - \rho_v) \cdot g}{\mu_w} \cdot \delta_w^2 \cdot d\delta_w \right] \cdot h_{lv} = k_w \cdot dx \cdot \frac{t_v - t_{f,m}}{\delta_w} \quad (5.17)$$

A equação (5.17) pode ser integrada, com condição de contorno $\delta_w = 0$ em $x = 0$, fornecendo a seguinte expressão para o cálculo da espessura local do filme de condensado:

$$\delta_w = \left[\frac{4 \cdot \mu_w \cdot k_w \cdot (t_v - t_{f,m}) \cdot x}{h_{lv} \cdot \rho_w \cdot (\rho_w - \rho_v) \cdot g} \right]^{1/4} \quad (5.18)$$

O coeficiente de transferência de calor convectiva e o número de Nusselt na película de condensado podem ser determinados de acordo com as expressões mostradas a seguir:

$$\frac{h_w}{\delta_w} = \frac{k_w}{\delta_w} = \left[\frac{\rho_w \cdot (\rho_w - \rho_v) \cdot g \cdot k_w^3 \cdot h_{lv}}{4 \cdot \mu_w \cdot (t_v - t_{f,m}) \cdot x} \right]^{1/4} \quad (5.19)$$

e

$$Nu = \frac{h_w \cdot x}{k_w} \quad (5.20)$$

O valor médio do coeficiente de transferência de calor, $\bar{h}_{w,m}$, é obtido a partir da integração da equação (5.19) ao longo da altura da aleta,

$$\bar{h}_{w,m} = \frac{1}{H} \cdot \int_0^H h_w \cdot dx \quad (5.21)$$

fornecendo:

$$\bar{h}_{w,m} = \frac{4}{3} \cdot \left[\frac{\rho_w \cdot (\rho_w - \rho_v) \cdot g \cdot k_w^3 \cdot h_{lv}}{4 \cdot \mu_w \cdot (t_v - t_{f,m}) \cdot H} \right]^{1/4} \quad (5.22)$$

Análises mais refinadas são apresentadas em detalhes por Rohsenow (1973), sendo que os refinamentos mais significativos consideram um perfil de temperatura não linear na película de condensado e modificações no balanço de energia, com o objetivo de incluir a energia adicional para resfriar a película abaixo da temperatura de saturação. Ambos os efeitos podem ser considerados, de acordo com Rohsenow, substituindo-se h_{lv} por h'_{lv} , como mostrado a seguir:

$$h'_{lv} = h_{lv} + 0,68 \cdot Cp_w \cdot (t_v - t_{f,m}) = h_{lv} \cdot (1 + 0,68 \cdot Ja) \quad (5.23)$$

onde:

$$Ja = \frac{Cp_w \cdot (t_v - t_{f,m})}{h_{lv}} \quad (5.24)$$

sendo Cp_w o calor específico à pressão constante do líquido e Ja o número de Jakob.

As propriedades termodinâmicas nas equações (5.18) e (5.22) são avaliadas na temperatura da película, representada por:

$$t_w = \frac{t_v + t_{f,m}}{2} \quad (5.25)$$

Com a correção efetuada pela equação (5.23), a equação (5.22) pode ser utilizada para $Pr > 0,5$ e $\frac{Cp_w \cdot t_w}{h_{lv}} \leq 1$.

Uma espessura média de condensado, $\delta_{w,m}$, pode ser obtida a partir da integração da equação (5.18) ao longo da altura da aleta,

$$\delta_{w,m} = \frac{1}{H} \cdot \int_0^H \delta_w \cdot dx \quad (5.26)$$

fornecendo:

$$\delta_{w,m} = \frac{4}{5} \cdot \left[\frac{4 \cdot H \cdot \mu_w \cdot k_w \cdot (t_v - t_{f,m})}{h_{lv} \cdot \rho_w \cdot (\rho_w - \rho_v) \cdot g} \right]^{1/4} \quad (5.27)$$

5.2 - FORMAÇÃO DE NEVE E GELO NO EVAPORADOR

A formação de neve, uma forma de cristalização da água no estado sólido, ocorre quando vapor d'água passa diretamente ao estado sólido. Em uma serpentina, a deposição de neve ocorre quando a temperatura de sua superfície externa é inferior a 0 °C e, também, inferior a temperatura de orvalho do ar. A formação de gelo ocorre quando do recongelamento da neve fundida. A formação de neve representa um sério problema para a operação da serpentina, não havendo meios de evitá-la. Assim, uma vez aceita a inevitabilidade da formação de neve nos processos de resfriamento de ar a baixas temperaturas, os seus efeitos podem ser minimizados, removendo-a periodicamente.

Uma espessura média da camada de gelo (ou neve), $\delta_{g,m}$, formada sobre a superfície externa da serpentina pode ser obtida integrando-se a taxa de remoção de umidade do ar, representada pela equação (5.9), em relação ao tempo, ou seja:

$$\delta_{g,m} = \int_0^{\tau} v_g \cdot d\tau \quad (5.28)$$

onde:

$$v_g = \frac{\dot{R}}{\rho_g} \quad (5.29)$$

sendo v_g a "velocidade de formação da camada de gelo", \dot{R} a taxa de remoção de umidade do ar, por unidade de área, obtida da equação (5.9), ρ_g a densidade do gelo e τ o tempo de operação do evaporador.

A solução da equação (5.28) pode ser simplificada considerando-se as seguintes hipóteses:

- Regime permanente. Ou seja, o estado psicrométrico do ar na face da serpentina é invariável.
- Velocidade de formação da camada de gelo, ou neve, constante ao longo do tempo de operação considerado.

Dentre os efeitos mais prejudiciais da neve no evaporador, dois se destacam: 1) o aumento da resistência à transferência de calor; 2) o aumento da resistência à circulação do ar, o qual é sem dúvida o mais crítico.

Os métodos mais comuns de degelo das serpentinas de refrigeração industrial são: a ar, a água, elétrico e por gás quente.

O degelo a ar assume formas distintas. Em espaços refrigerados que operem a temperaturas superiores a 2 °C é possível utilizar o próprio ar ambiente para degelar a serpentina, desde que a circulação de refrigerante seja cortada. O processo é lento, de modo que deve-se assegurar que as serpentinas que permanecem fora de operação durante o degelo, satisfaçam a carga de refrigeração. Outra forma de promover-se o degelo utilizando-se o ar é pela instalação da serpentina em um espaço ao qual têm acesso dutos que conduzem ar quente externo. Durante a operação normal do sistema, registros instalados nestes dutos impedem o acesso de ar externo.

O degelo por água é um procedimento muito popular, perdendo na atualidade somente para o degelo por gás quente. A água permite um degelo relativamente rápido, mesmo em aplicações onde o ar ambiente é mantido a temperaturas da ordem de -40 °C. O processo consiste em borrifar água sobre a serpentina, drenando a água fria resultante para fora do espaço refrigerado. Em alguns casos, utiliza-se o calor rejeitado no condensador do ciclo frigorífico para aquecer a água de degelo.

O degelo elétrico é obtido através de um aquecedor elétrico montado de forma a manter um bom "contato térmico" com a serpentina. Uma solução frequentemente utilizada consiste na inserção de uma, ou mais, resistência tubular durante a montagem da serpentina, constituído um tubo não ativo. O custo inicial do degelo elétrico é, provavelmente, o menor entre todas as opções apresentadas anteriormente. Entretanto, o seu custo operacional pode ser elevado em virtude das tarifas de energia elétrica em vigor.

O degelo por gás quente é o mais empregado atualmente, consistindo em interromper o suprimento de refrigerante ao evaporador, substituindo-o pelo de vapor de refrigerante a alta pressão. Tal procedimento envolve alguns cuidados técnicos, dependendo do modo de alimentação do evaporador e de como o vapor deve ser introduzido, pela parte superior ou inferior da serpentina.

6 - CÁLCULO DA EFICIÊNCIA DA ALETA

Mudanças significativas no coeficiente global de transferência de calor de um evaporador, U , só podem ser conseguidas através da diminuição da resistência à transferência de calor externa, uma vez que a resistência térmica no lado do refrigerante é muito menor do que a resistência térmica no lado do ar. O valor de U pode ser elevado através do aumento da relação entre as áreas externa e interna do evaporador, ou pela elevação do coeficiente de transferência de calor externo, h_{ext} .

O procedimento mais usual para redução da resistência térmica no lado do ar é o aumento da área externa do evaporador, pela introdução de aletas na superfície exterior dos tubos. Estas aletas são placas com seção transversal constante ou variável, de formato plano, corrugado ou recortado, circulares ou de placa inteiriça, montadas sobre os tubos do evaporador.

Quando a temperatura em uma determinada região da aleta estiver abaixo do ponto de orvalho do ar haverá condensação de vapor d'água neste local, sendo este um processo simultâneo de transferência de calor e massa. Os sistemas de refrigeração empregados em câmaras frigoríficas operam, geralmente, com temperaturas de evaporação bastante baixas (até $-70\text{ }^{\circ}\text{C}$), o que leva ao congelamento da umidade removida do ar na superfície externa do evaporador. A deposição do condensado e a formação de gelo sobre as aletas ocorre de forma irregular, ou seja, enquanto uma determinada região da aleta se encontra com temperatura abaixo do ponto de orvalho, outras regiões podem estar acima deste ponto.

A temperatura da superfície da aleta mostrada na figura 6.1 varia à medida que se passa de regiões mais próximas à sua base para outras mais afastadas, variando também a taxa de transferência de calor, entre o ar e a sua superfície, ao longo da sua altura.

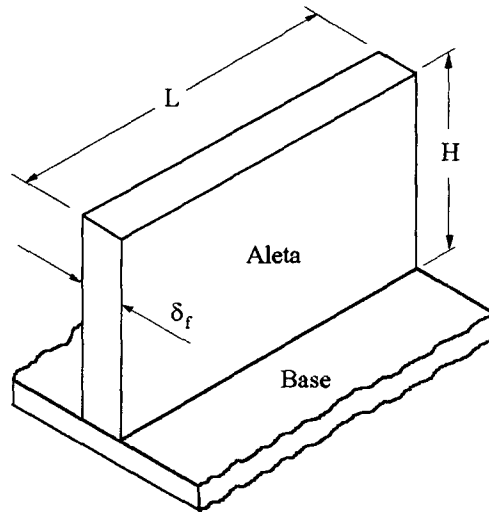


Figura 6.1 - Aleta retangular com seção transversal uniforme.

Para se determinar a taxa de transferência de calor, efetivamente dissipada na aleta, utiliza-se a seguinte definição:

$$\eta = \frac{\dot{Q}_f}{\dot{Q}_{\max}} \quad (6.1)$$

onde \dot{Q}_f é o calor efetivamente transferido pela aleta, \dot{Q}_{\max} é o máximo calor transferido, caso toda a aleta estivesse à temperatura da base, e η é a eficiência da aleta.

No presente modelo as aletas são consideradas planas, com seção transversal uniforme, e o coeficiente de transferência de calor por convecção, no lado do ar, é considerado constante ao longo de toda a sua superfície.

A expressão para o cálculo da eficiência da aleta plana seca mostrada na figura 6.1 pode ser encontrada na maioria dos livros textos de transferência de calor, como por exemplo, em Incropera e DeWitt (1990). Assim sendo, e considerando a extremidade da aleta como adiabática, pode-se escrever:

$$\eta_{\text{seca}} = \frac{\tanh(m_o \cdot H)}{m_o \cdot H} \quad (6.2)$$

onde:

$$m_o = \sqrt{\frac{2 \cdot h_{\text{ext}}}{k_f \cdot \delta_f}} \quad (6.3)$$

As aletas dos evaporadores de câmaras frigoríficas são constituídas de chapas contínuas de metal (geralmente de alumínio), as quais são perfuradas para introdução dos tubos, como mostrado na figura 6.2.

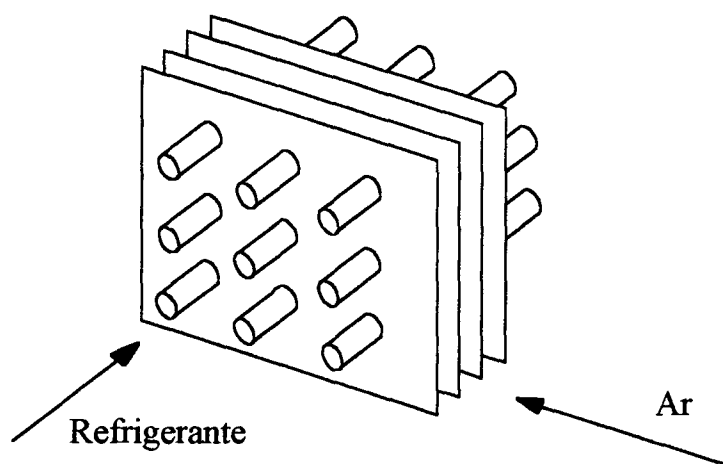


Figura 6.2 - Aletamento típico dos evaporadores de câmaras frigoríficas.

Uma vez posicionado, o tubo é expandido mecanica ou hidraulicamente, de modo que sua superfície exterior adira a um colarinho deixado no processo de perfuração das aletas, obtendo-se, assim, um bom contato térmico.

A estimativa da eficiência de aletas em forma de placas contínuas não apresenta solução exata, sendo então necessário a utilização de métodos aproximados. Um destes métodos consiste em se dividir a placa em aletas retangulares (para tubos arranjados em linha, como na figura 6.3), ou hexagonais (para tubos arranjados em quincôncio, como na figura 6.4) e então determinar a eficiência destas novas aletas.

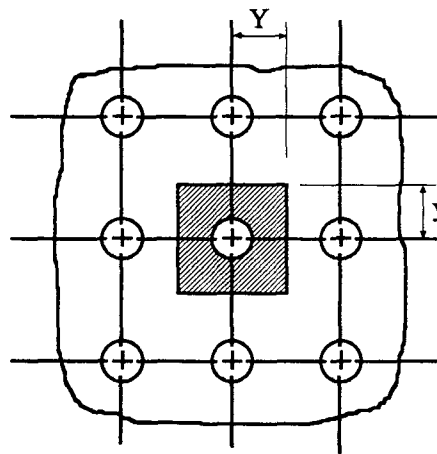


Figura 6.3 - Geometria da aleta resultante do arranjo em linha dos tubos do evaporador.

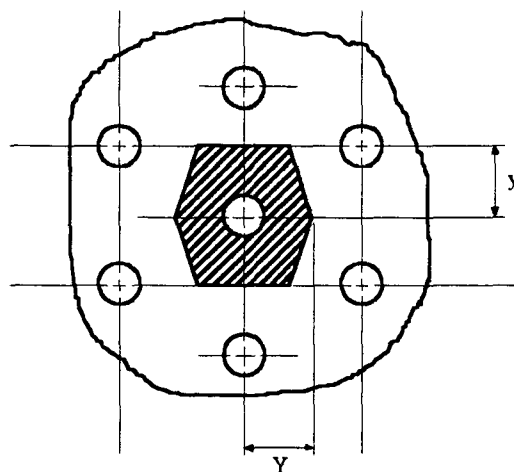


Figura 6.4 - Geometria da aleta resultante do arranjo em quincôncio dos tubos do evaporador.

Como não se dispõe de soluções exatas para a determinação da eficiência de aletas retangulares e hexagonais, resultantes do arranjo dos tubos do evaporador, várias alternativas foram estudadas. Carrier e Anderson (1944) sugeriram, inicialmente, que uma aleta circular de igual área fosse considerada equivalente a uma aleta retangular ou hexagonal com o propósito de calcular η . Tal procedimento baseia-se na expressão exata para a estimativa da eficiência da aleta circular equivalente, sendo denominado, apenas por conveniência, de método "analítico".

Admitindo as seguintes hipóteses simplificativas, pode-se estabelecer uma expressão analítica para calcular a eficiência de uma aleta circular com superfície seca:

- (1) Regime estacionário.
- (2) Propriedades térmicas da aleta constantes.
- (3) Temperatura constante na base da aleta.
- (4) Condução unidimensional de calor ao longo da aleta.
- (5) Transferência de calor desprezível através das extremidades da aleta.
- (6) Temperatura do ar uniforme ao longo da aleta.
- (7) Coeficiente de convecção na superfície externa constante.
- (8) Aleta circular plana com seção transversal constante.

O desenvolvimento da expressão analítica para o cálculo da eficiência de uma aleta circular seca é mostrado no apêndice C, assumindo a equação resultante a seguinte forma:

$$\eta_{\text{seca}} = \frac{2 \cdot r_{f,b}}{m_o \cdot (r_{f,t}^2 - r_{f,b}^2)} \cdot \frac{I_1(m_o \cdot r_{f,t}) \cdot K_1(m_o \cdot r_{f,b}) - I_1(m_o \cdot r_{f,b}) \cdot K_1(m_o \cdot r_{f,t})}{I_o(m_o \cdot r_{f,b}) \cdot K_1(m_o \cdot r_{f,t}) + I_1(m_o \cdot r_{f,t}) \cdot K_o(m_o \cdot r_{f,b})} \quad (6.4)$$

onde:

$r_{f,b}$ = raio interno, ou da base, da aleta circular,

$r_{f,t}$ = raio externo, ou do topo, da aleta circular,

I_1 = função modificada de Bessel de primeira classe de ordem um,

K_1 = função modificada de Bessel de segunda classe de ordem um.

Schmidt (1945-46) apresentou uma outra solução para o problema em questão, que além da simplicidade apresenta muitas vantagens quando uma expressão para o cálculo da eficiência da aleta é requerida. O método proposto por Schmidt, adotado neste trabalho, baseia-se na seleção de uma aleta circular equivalente de raio externo, $r_{f,t}$, com a mesma eficiência de uma aleta retangular ou hexagonal. Schmidt utiliza uma solução aproximada para o cálculo da eficiência da aleta circular, mostrada a seguir:

$$\eta_{seca} = \frac{\tanh(m_o \cdot r_{f,b} \cdot \phi)}{m_o \cdot r_{f,b} \cdot \phi} \quad (6.5)$$

onde:

$$\phi = \left(\frac{r_f}{r_{f,b}} - 1 \right) \cdot \left[1 + 0,35 \cdot \ln \left(\frac{r_f}{r_{f,b}} \right) \right] \quad (6.6)$$

sendo m_o definido pela equação (6.3).

De acordo com Schmidt, após determinado o raio externo da aleta circular equivalente, como mostrado a seguir, a eficiência da aleta em questão é obtida apenas trocando-se r_f por $r_{f,t}$ na equação (6.6).

Para uma distribuição em linha dos tubos do evaporador (ver figura 6.3), uma aleta retangular pode ser obtida, sendo o raio externo da aleta circular equivalente com mesma eficiência, $r_{f,t}$, dado por:

$$\frac{r_{f,t}}{r_{f,b}} = 1,28 \cdot \psi \cdot (\beta - 0,2)^{0,5} \quad (6.7)$$

onde:

$$\psi = \frac{y}{r_{f,b}} \quad (6.8)$$

e

$$\beta = \frac{Y}{y} \quad (\beta \geq 1) \quad (6.9)$$

Para tubos dispostos em quincôncio (ver figura 6.4), resultam aletas hexagonais, para as quais:

$$\frac{r_{f,t}}{r_{f,b}} = 1,27 \cdot \psi \cdot (\beta - 0,3)^{0,5} \quad (6.10)$$

sendo ψ e β definidos de acordo com as equações (6.8) e (6.9), respectivamente.

O método proposto por Schmidt será agora comparado com o método de Carrier e Anderson, "analítico", como forma de verificar a sua confiabilidade. No método "analítico" assume-se que a eficiência da aleta, em forma de placa contínua, pode ser aproximada pela eficiência de uma aleta circular de igual área, de acordo com a figura 5.1 (ver capítulo 5) e com a figura 6.5, mostrada a seguir.

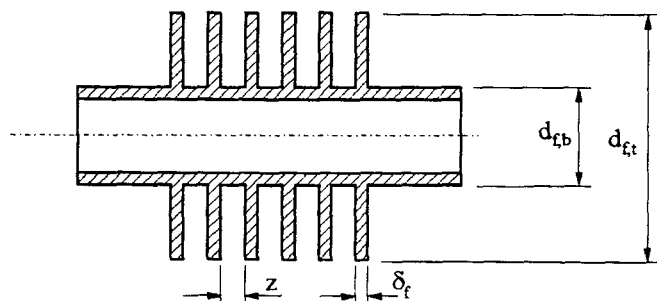


Figura 6.5 - Corte longitudinal em um tubo aletado.

A tabela 6.1 e as figuras 6.6, 6.7 e 6.8 apresentam alguns valores comparativos entre os resultados de eficiência térmica obtidos com os dois métodos citados.

Tabela 6.1 - Valores comparativos entre o método de Schmidt e o método "analítico".

lm_o^*	$r_{f,t} / r_{f,b} = 2$		$r_{f,t} / r_{f,b} = 3$		$r_{f,t} / r_{f,b} = 4$	
	$\eta_{Schmidt}$	$\eta_{\text{"analítico"}}$	$\eta_{Schmidt}$	$\eta_{\text{"analítico"}}$	$\eta_{Schmidt}$	$\eta_{\text{"analítico"}}$
0,2	0,980	0,981	0,975	0,977	0,972	0,974
0,4	0,925	0,930	0,909	0,916	0,897	0,905
0,6	0,848	0,857	0,820	0,831	0,799	0,811
0,8	0,764	0,774	0,725	0,737	0,699	0,709
1,0	0,681	0,692	0,637	0,646	0,608	0,614
1,2	0,606	0,615	0,560	0,565	0,530	0,530
1,4	0,540	0,546	0,495	0,494	0,466	0,459
1,6	0,484	0,487	0,441	0,435	0,414	0,400
1,8	0,437	0,436	0,396	0,385	0,371	0,351
2,0	0,397	0,393	0,358	0,344	0,335	0,311
2,2	0,363	0,357	0,327	0,309	0,305	0,278
2,4	0,334	0,325	0,300	0,279	0,280	0,250
2,6	0,309	0,299	0,277	0,255	0,259	0,226
2,8	0,287	0,276	0,258	0,233	0,240	0,207
3,0	0,268	0,256	0,241	0,215	0,224	0,190
3,2	0,251	0,238	0,226	0,199	0,210	0,175
3,4	0,237	0,223	0,212	0,186	0,198	0,162
3,6	0,223	0,209	0,200	0,174	0,187	0,151
3,8	0,212	0,197	0,190	0,163	0,177	0,142
4,0	0,201	0,186	0,181	0,153	0,168	0,133
4,2	0,192	0,177	0,172	0,145	0,160	0,125
4,4	0,183	0,168	0,164	0,137	0,153	0,118
4,6	0,175	0,160	0,157	0,130	0,146	0,112
4,8	0,168	0,153	0,150	0,124	0,140	0,107
5,0	0,161	0,146	0,144	0,119	0,135	0,102

* $lm_o = (r_{f,t} - r_{f,b}) \cdot m_o$

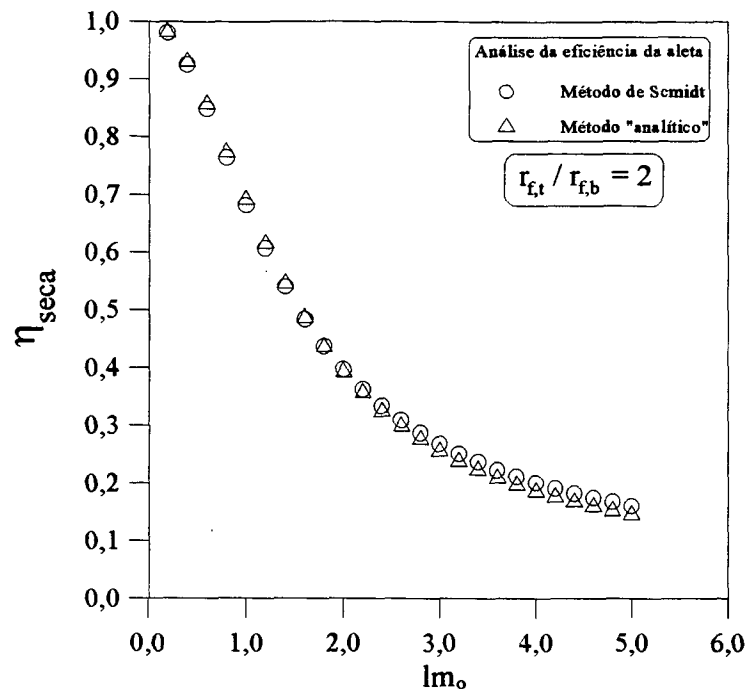


Figura 6.6 - Comparação entre os métodos de Schmidt e "analítico", para $r_{f,t} / r_{f,b} = 2$.

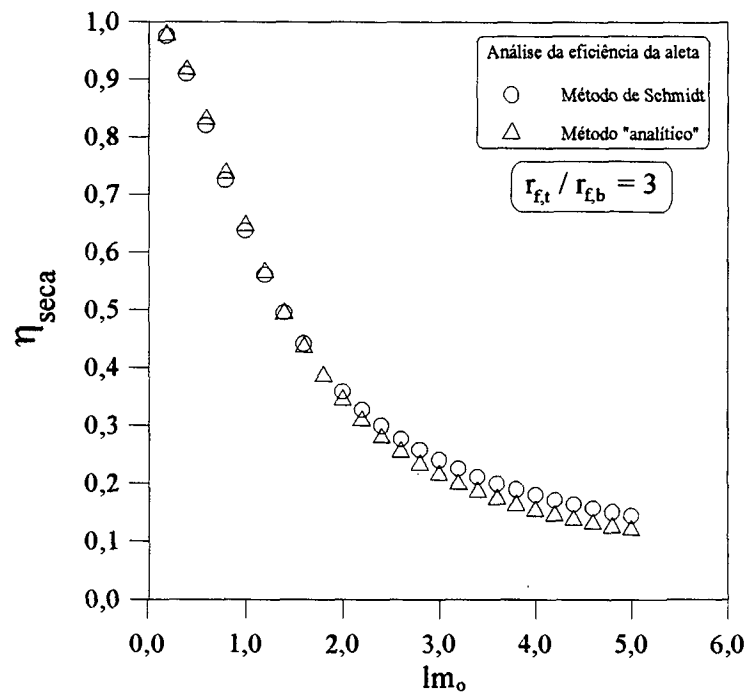


Figura 6.7 - Comparação entre os métodos de Schmidt e "analítico", para $r_{f,t} / r_{f,b} = 3$.

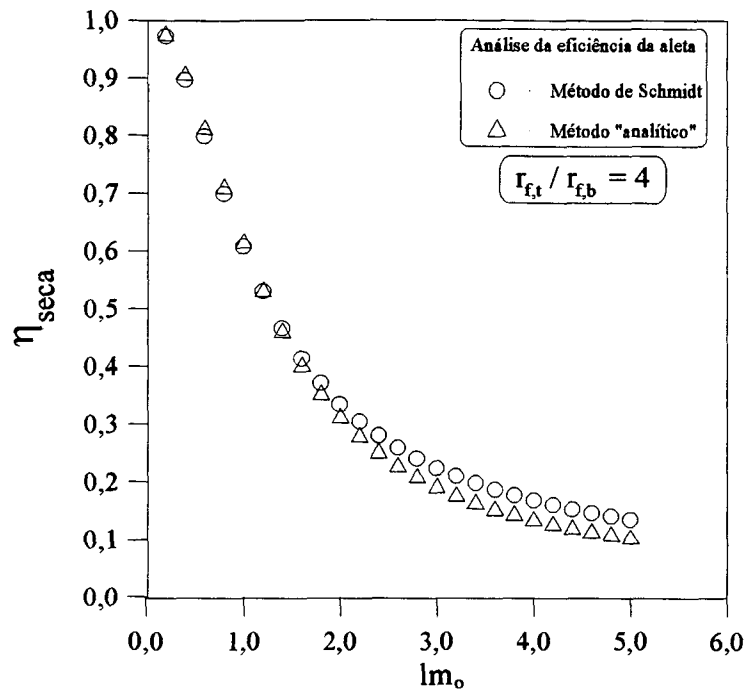


Figura 6.8 - Comparação entre os métodos de Schmidt e "analítico", para $r_{f,t} / r_{f,b} = 4$.

Verifica-se nas três figuras anteriores que a diferença entre a eficiência da aleta seca calculada através do método de Schmidt e do método "analítico" é levemente dependente da relação entre raios, $r_{f,t} / r_{f,b}$, e do parâmetro lm_o , dentro da faixa de interesse do presente modelo. O método "analítico" é mais complexo, o que leva a um maior tempo de processamento computacional. Já o método de Schmidt é mais simples e de fácil implementação. Tais características, além da sua precisão, fizeram com que o mesmo fosse adotado no presente trabalho.

A presença de condensado sobre a superfície da aleta altera a sua eficiência. Tal assunto tem merecido a atenção de vários pesquisadores, sendo relevante salientar os trabalhos de Threlkeld (1970), McQuiston (1982), adotado por Domanski (1989), e Wu e Bong (1994).

No método de Threlkeld (1970) a expressão para cálculo da eficiência da aleta úmida é obtida assumindo que o potencial para a transferência combinada de calor e massa é a diferença de entalpia entre o ar e o filme de condensado. Assume-se, ainda, que a entalpia do ar saturado

varia linearmente com a temperatura. A expressão matemática derivada por Threlkeld assume uma forma semelhante à obtida por Schmidt (1945-46), equação (6.4), diferindo apenas pela substituição do parâmetro m_o pelo parâmetro m , definido como segue:

$$m = m_o \cdot \sqrt{\frac{a}{Cp_a}} \quad (6.11)$$

onde:

$$a = \frac{h_a - h_{a,w}}{t_a - t_w} \quad (6.12)$$

sendo $h_{a,w}$ a entalpia do ar saturado avaliado nas condições da interface.

Threlkeld simplificou o problema do cálculo da eficiência da aleta úmida assumindo que o número de Lewis é igual a um. Entretanto, problemas envolvendo misturas de ar e vapor d'água apresentam números de Lewis diferentes deste valor. Por exemplo, o ar úmido a 20 °C apresenta um número de Lewis igual a 0,857.

McQuiston (1982) obteve sua expressão para o cálculo da eficiência da aleta úmida assumindo que o potencial para a transferência combinada de calor e massa é a diferença entre a umidade absoluta do ar, W_a , e a umidade absoluta do ar saturado na superfície da película de condensado, W_w . Assume-se, ainda, que a diferença de umidade absoluta entre o ar úmido e o ar saturado, $W_a - W_w$, é linearmente dependente da correspondente variação de temperatura, $t_a - t_w$. A expressão matemática derivada por McQuiston assume, também, uma forma semelhante à obtida por Schmidt, diferindo apenas pela substituição do parâmetro m_o pelo parâmetro m , que assume, agora, a seguinte forma:

$$m = m_o \cdot \sqrt{1 + b \cdot \xi} \quad (6.13)$$

onde:

$$b = \frac{W_a - W_w}{t_a - t_w} \quad (6.14)$$

e

$$\xi = \frac{h_{lv}}{Cp_a \cdot Le^{2/3}} \quad (6.15)$$

sendo h_{lv} o calor latente de vaporização, ou de condensação, da água.

Wu e Bong (1994) obtiveram sua expressão para o cálculo da eficiência da aleta úmida assumindo, também, que o potencial para a transferência combinada de calor e massa é a diferença entre a umidade absoluta do ar e a umidade absoluta do ar saturado na superfície da película de condensado. Porém, apenas a umidade absoluta do ar saturado é considerada linearmente dependente da temperatura. A expressão matemática derivada por Wu e Bong, assim como no método de Threlkeld e McQuiston, assume uma forma semelhante à obtida por Schmidt, diferindo apenas pela substituição do parâmetro m_o pelo parâmetro m , definido como segue:

$$m = m_o \cdot \sqrt{1 + c \cdot \xi} \quad (6.16)$$

sendo,

$$c = \frac{W_{w,t} - W_{w,b}}{t_{f,t} - t_{f,b}} \quad (6.17)$$

onde:

$W_{w,b}$ = umidade absoluta do ar saturado na base da aleta,

$W_{w,t}$ = umidade absoluta do ar saturado no topo da aleta,

$t_{f,b}$ = temperatura da base da aleta,

$t_{f,t}$ = temperatura do topo da aleta,

ξ = definido como na equação (6.15).

Wu e Bong (1994) concluíram que a eficiência da aleta úmida é levemente dependente da umidade relativa do ar. Esta conclusão, conforme verificaram, não é concordante com os resultados de McQuiston (1982), onde a eficiência da aleta apresenta-se fortemente dependente da umidade relativa do ar, como mostrado na figura 6.9.

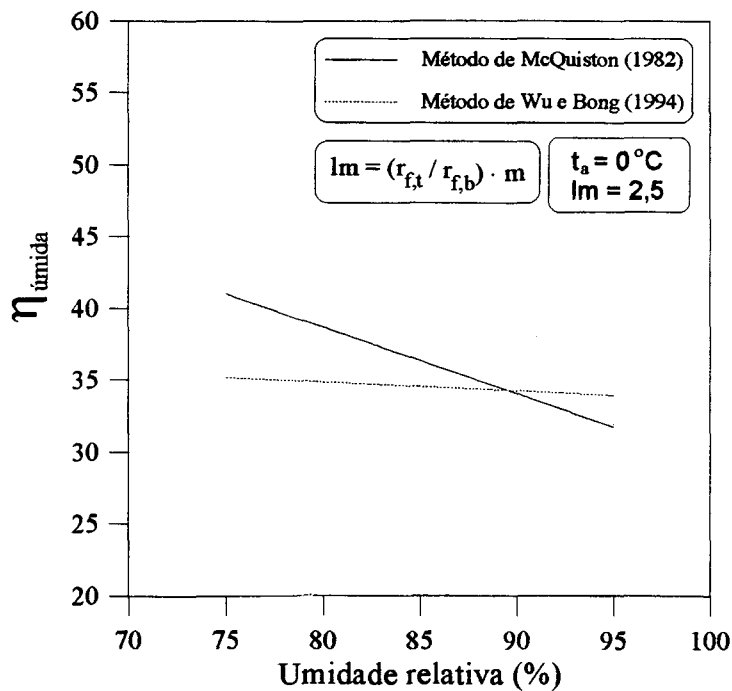


Figura 6.9 - Influência da umidade relativa do ar sobre a eficiência da aleta úmida.

A diferença entre os dois métodos pode ser explicada pelo fato de McQuiston estabelecer uma forte dependência entre o estado psicrométrico do ar saturado na superfície do condensado e o estado psicrométrico do ar antes do processo de resfriamento e desumidificação, como mostrado na equação (6.14).

A utilização dos métodos de McQuiston e Wu e Bong (1994) em um modelo de simulação de evaporadores de câmaras frigoríficas simplifica o cálculo da eficiência da aleta, principalmente quando há formação de gelo, ou neve, na sua superfície. Nestas condições a

eficiência da aleta, nos dois métodos, é obtida acrescentando-se o calor latente de solidificação ao calor latente de condensação da água, que aparece na equação (6.15).

O método de Wu e Bong apresenta um número menor de hipóteses simplificativas, quando comparado com os métodos de Threlkeld e McQuiston, o que lhe garante maior consistência física. Em função desta constatação e da sua relativa simplicidade, decidiu-se adotá-lo no presente trabalho.

7 - ANÁLISE DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR E PERDA DE CARGA NO LADO EXTERNO DOS TUBOS DO EVAPORADOR

A modelação apresentada neste capítulo é aplicável a evaporadores contendo aletas contínuas e tubos arranados em quincôncio. Dois tipos de aletas utilizadas em forçadores de ar são consideradas: aletas planas e aletas corrugadas, sendo estas, geralmente, fabricadas em alumínio.

O coeficiente de transferência de calor por convecção no lado do ar, \dot{h}_{ext} , é inicialmente avaliado para superfícies secas. Posteriormente, caso necessário, corrige-se o valor de \dot{h}_{ext} para levar em conta a presença de condensado, ou de gelo, na superfície, de acordo com a seguinte equação (ver capítulo 4, seção 4.2, equação 4.21):

$$\dot{h}_{\text{ext,w}} = \dot{h}_{\text{ext}} \cdot \left[1 + \frac{\Delta h \cdot (W_a - W_w)}{C_{p_a} \cdot (t_a - t_w)} \right] \quad (7.1)$$

onde Δh representa a energia latente necessária à formação de condensado, ou de gelo, na superfície externa do evaporador.

7.1 - ALETA PLANA

Vários autores têm se dedicado ao estudo da transferência de calor em trocadores de calor tipo serpentina aletada, mais especificamente, à transferência de calor no lado do ar. Tais estudos concentram-se principalmente em trocadores de calor de sistemas de condicionamento de ar e bombas de calor, onde as condições de operação destes componentes são bastante diferentes das

condições de operação dos evaporadores de câmaras frigoríficas. Dentre as publicações mais relevantes pode-se citar os trabalhos de McQuiston (1978,1981) e de Gray e Wegg (1986), ambos aplicáveis a evaporadores com um número qualquer de fileiras de tubos. As correlações apresentadas por McQuiston (1978, 1981) aplicam-se a trocadores de calor com número de Reynolds, baseado no diâmetro externo dos tubos, até 4.000. Já a correlação de Gray e Webb (1986) pode ser utilizada para Reynolds até 24.700, o que a torna mais adequada para situações onde precisa-se atender condições críticas de operação, características dos forçadores de ar.

A figura 7.1 mostra a geometria de uma aleta plana típica empregada em evaporadores utilizados em sistemas de refrigeração de médio e grande porte.

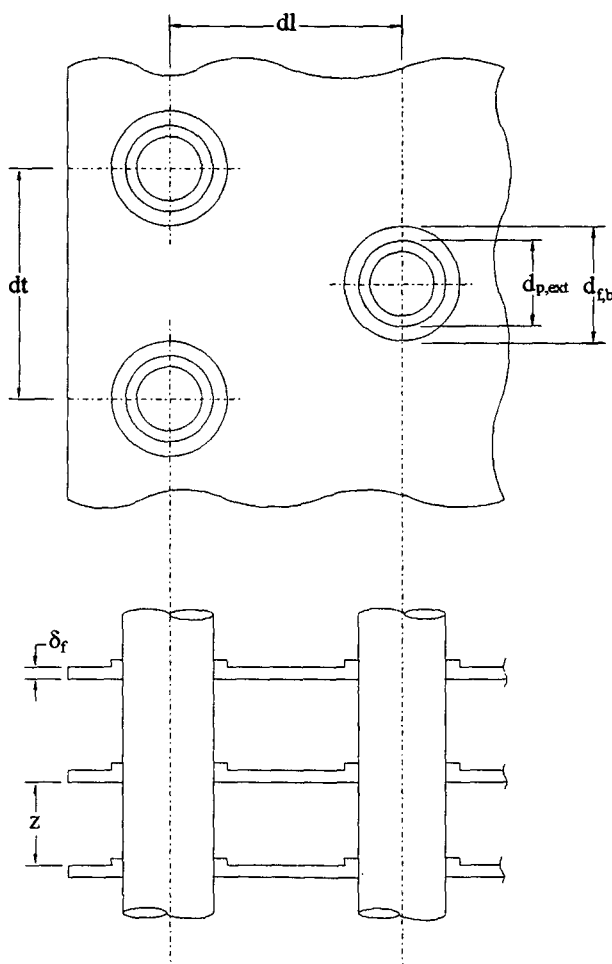


Figura 7.1 - Geometria da aleta plana.

Gray e Webb (1986) desenvolveram sua correlação para estimar o coeficiente de transferência de calor entre o ar e a serpentina, em função do número de Reynolds e das suas características geométricas. Aplicaram, para isso, uma técnica de regressão múltipla, com dados de 16 trocadores de calor. A correlação resultante é válida para um número qualquer de fileiras de tubos, apresentando um desvio padrão médio de 7,3% entre os valores calculados e os dados experimentais.

A correlação em questão foi desenvolvida em duas etapas. Inicialmente desenvolveu-se uma correlação para uma serpentina com quatro fileiras de tubos:

$$j_4 = 0,14 \cdot \text{Re}_d^{-0,32} \cdot \left(\frac{dt}{dl} \right)^{-0,502} \cdot \left(\frac{z}{d_{p,\text{ext}}} \right)^{0,0312} \quad (7.2)$$

em seguida, desenvolveu-se um multiplicador para a utilização em serpentinas com um número menor de fileiras de tubos:

$$\frac{j_N}{j_4} = 0,991 \cdot \left[2,24 \cdot \text{Re}_d^{-0,092} \cdot \left(\frac{N}{4} \right)^{-0,031} \right]^{0,607 \cdot (4-N)} \quad (7.3)$$

onde N representa o número de fileiras de tubos do trocador de calor.

Para um número de fileiras maior do que quatro, considera-se desprezível o efeito do multiplicador.

O coeficiente de transferência de calor para aleta plana, $\dot{h}_{\text{ext,pl}}$, pode ser obtido da definição do fator de Colburn. Assim:

$$\dot{h}_{\text{ext,pl}} = \frac{j_N \cdot G_{\text{max}} \cdot C_{p_a}}{\text{Pr}^{2/3}} \quad (7.4)$$

sendo G_{\max} baseado na área mínima de passagem do ar na serpentina.

Em função do caráter empírico da correlação apresentada por Gray e Webb (1986), é importante que sejam estabelecidos os parâmetros adimensionais utilizados e sua faixa de ajuste. A tabela 7.1 apresenta estes parâmetros adimensionais e suas respectivas faixas de ajuste.

Tabela 7.1 - Parâmetros adimensionais utilizados por Gray e Webb (1986).

Parâmetro	Re	$dt / d_{p,ext}$	$dl / d_{p,ext}$	$z / d_{p,ext}$
	500	1,97	1,70	0,08
Faixa de ajuste	a	a	a	a
	24.500	2,55	2,58	0,64

As figuras 7.2 e 7.3 mostram, respectivamente, a influência do espaçamento entre tubos, dt , e do espaçamento entre fileiras, dl , sobre o fator de Colburn, para um trocador de calor com um número de fileiras maior ou igual a quatro.

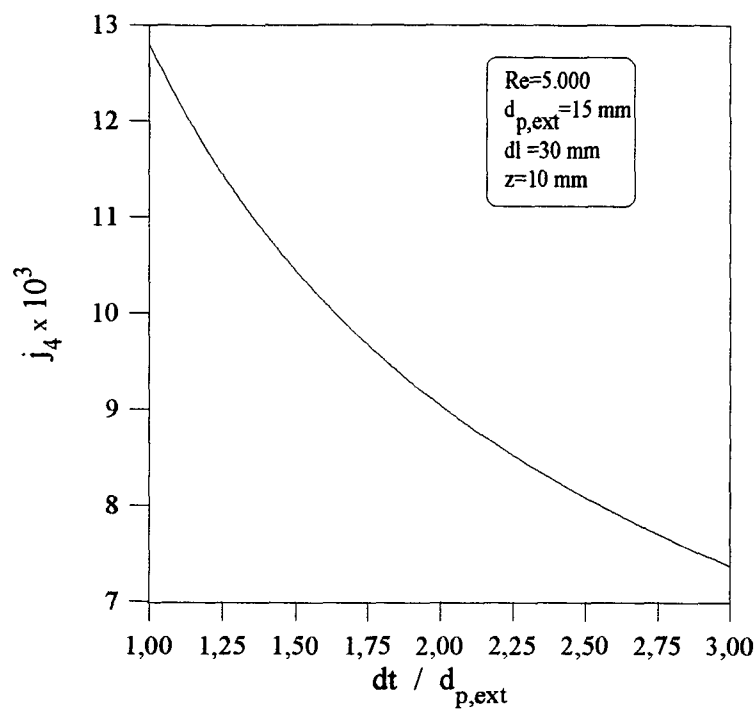


Figura 7.2 - Influência do espaçamento entre tubos sobre o fator de Colburn.

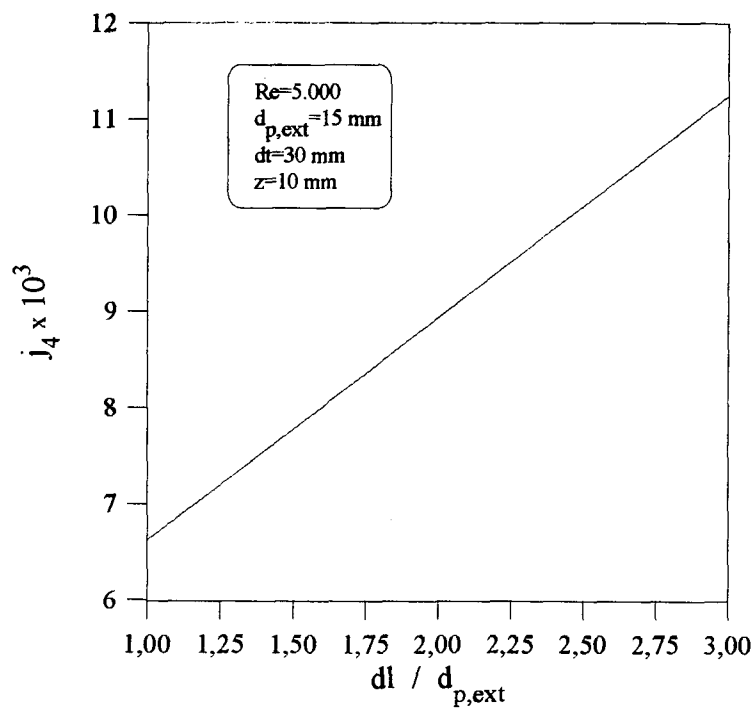


Figura 7.3 - Influência do espaçamento entre fileiras sobre o fator de Colburn.

De acordo com as duas figuras anteriores, verifica-se que o fator de Colburn decresce com o aumento do espaçamento entre tubos de uma mesma fileira. Por outro lado, o aumento do espaçamento entre fileiras de tubos leva a um aumento de j_4 , nas condições analisadas.

Dentro do conhecimento do autor, a correlação proposta por Gray e Webb (1986) para o cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção no lado externo dos tubos mostrou ser a mais abrangente, em termos de faixa de aplicação, dentre as correlações existentes na literatura. Assume-se na modelação que ela representa de forma coerente os fenômenos de transferência de calor, uma vez que os equipamentos simulados apresentam características geométricas e de escoamento, quando não dentro, bastante próximas dos limites especificados na tabela 7.1.

Uma vez que os forçadores de ar utilizados em câmaras frigoríficas são constituídos, basicamente, por uma serpentina aletada e ventiladores que promovem a circulação do ar, a análise da fricção entre o ar e a superfície externa destes equipamentos se faz necessária. Dois efeitos simultâneos devem ser considerados para determinação da perda de carga, à medida que o ar se desloca ao longo da serpentina: a perda de carga devido à fricção na superfície das aletas, ΔP_f , e a perda de carga devido à fricção na superfície externa dos tubos, ΔP_p . Tais efeitos, quando combinados, podem ser utilizados para determinação da perda de carga total através da serpentina, como segue:

$$\Delta P = \Delta P_f + \Delta P_p = \frac{f}{2} \cdot \frac{G_{\max}^2 \cdot L}{\rho_a \cdot D_h} \quad (7.5)$$

Nakayama e Xu (1983) apresentaram uma correlação para cálculo do fator de fricção entre a superfície externa da serpentina e o ar, tomando como base a correlação de Robinson e Briggs (1966). Tal correlação tem a seguinte forma:

$$f = 7,29 \cdot \text{Re}^{-0,6} \cdot \left(\frac{\delta_f}{z} \right)^{-0,6} \cdot \left(\frac{dt}{d_{p,\text{ext}}} \right)^{-0,927} \cdot \left(\frac{dt}{dl} \right)^{0,515} \quad (7.6)$$

Sendo o número de Reynolds definido de acordo com a equação a seguir:

$$\text{Re} = \frac{G_{\text{max}} \cdot D_h}{\mu_a} \quad (7.7)$$

A equação (7.6) é aplicável a evaporadores contendo aletas em forma de placas contínuas no lado do ar, apresentando um erro máximo de $\pm 10\%$ quando comparada com dados experimentais.

A correlação de Nakayama e Xu (1983) é relativamente simples e abrange um número considerável de parâmetros geométricos da serpentina. Os efeitos da formação de condensado e gelo na superfície externa podem ser considerados através da redução da área livre de passagem do ar ao longo do trocador, ou seja, da diminuição da dimensão z mostrada na figura 7.1. O efeito do perfil da aleta é representado na correlação pelo diâmetro hidráulico do canal formado por duas aletas adjacentes.

A figura 7.4 mostra a influência do número de Reynolds, baseado no diâmetro hidráulico, sobre o fator de fricção calculado a partir da equação (7.6), para um trocador de calor com aletas planas.

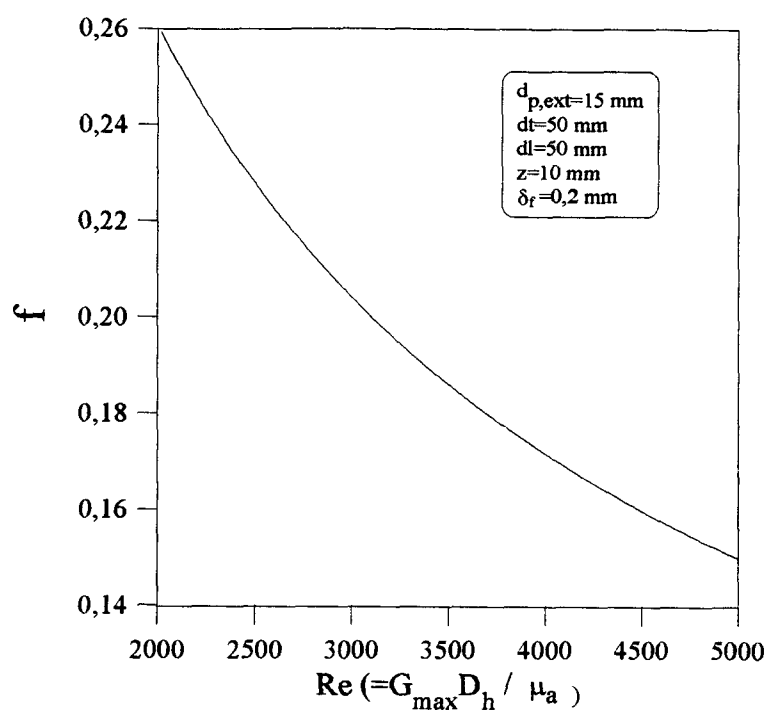


Figura 7.4 - Influência do número de Reynolds sobre o fator de fricção no lado do ar.

7.2 - ALETA CORRUGADA

Um tipo bastante conhecido de aleta é a aleta corrugada, mostrada na figura 7.5. Sua popularidade e utilização justificam-se por proporcionar um coeficiente de transferência de calor maior do que a aleta plana.

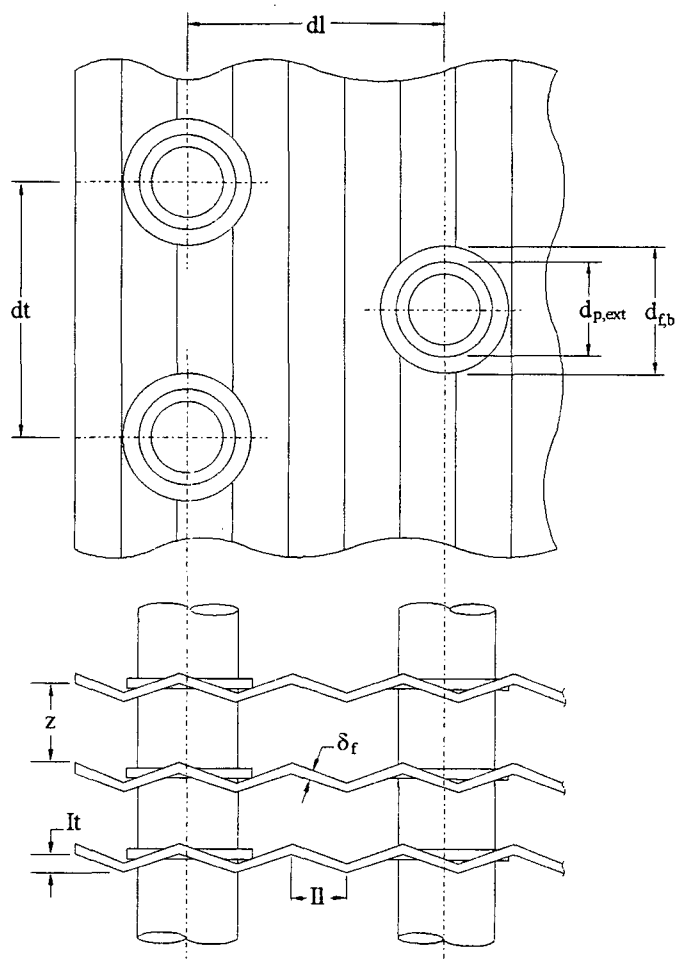


Figura 7.5 - Geometria da aleta corrugada.

Webb (1990) utilizou dados relativos à performance de serpentinas com aletas contínuas e corrugadas publicados por Beecher e Fagan (1987), para obtenção do acréscimo em transferência de calor, entre a superfície externa e o ar, quando se passa de aletas com perfil plano para o corrugado. Este acréscimo é então utilizado como um multiplicador para o coeficiente de transferência de calor calculado a partir das equações apresentadas por Gray e Webb (1986).

Os dados utilizados por Webb são apresentados na forma de um número de Nusselt baseado na diferença média aritmética de temperatura, Nu_{art} , e do número de Graetz. As definições dos números de Nusselt, Graetz e Reynolds são apresentadas a seguir:

$$Nu_{art} = \frac{\dot{h}_{art} \cdot D_h}{k_a} \quad (7.8)$$

$$Gz = \frac{Re \cdot Pr \cdot D_h}{N \cdot dl} \quad (7.9)$$

$$Re = \frac{\rho_a \cdot V_m \cdot D_h}{\mu_a} \quad (7.10)$$

sendo N o número de fileiras de tubos do trocador.

O diâmetro hidráulico volumétrico, D_h , é definido como quatro vezes o volume do canal formado por duas aletas adjacentes dividido pela área superficial total, isto é:

$$D_h = \frac{2 \cdot z \cdot (1 - \beta)}{\gamma \cdot (1 - \beta) + 2 \cdot z \cdot \frac{\beta}{d_{f,b}}} \quad (7.11)$$

onde:

$$d_{f,b} = d_{p,ext} + 2 \cdot \delta_f \quad (7.12)$$

$$\beta = \frac{\pi \cdot d_f^2}{4 \cdot dt \cdot dl} \quad (7.13)$$

$$\gamma = \left[1 + 4 \cdot \left(\frac{dl}{2 \cdot \Pi} \right)^2 \right]^{0,5} \quad (7.14)$$

$$V_m = \frac{V_{ft}}{1 - \beta} \quad (7.15)$$

O parâmetro β representa a fração do volume do canal ocupado pelo tubo. O parâmetro γ leva em consideração a área adicional de aleta, em relação a aleta plana.

V_{ft} é a velocidade frontal do ar e V_m é a velocidade ponderada do ar no volume do canal.

O número de Nusselt é normalmente baseado na diferença média logarítmica de temperatura. Beecher e Fagan (1987), entretanto, verificaram que para velocidades baixas do ar, pequenos erros na medição de temperatura levavam a grandes erros na diferença média logarítmica de temperatura. Assim sendo, preferiram basear o número de Nusselt na diferença média aritmética de temperatura, Nu_{art} , e para calcular o Nusselt baseado na diferença média logarítmica de temperatura, Nu_{log} , desenvolveram a seguinte equação:

$$Nu_{log} = \frac{Gz}{4} \cdot \frac{1 + 2 \cdot \frac{Nu_{art}}{Gz}}{1 - 2 \cdot \frac{Nu_{art}}{Gz}} \quad (7.16)$$

sendo o número de Graetz definido de acordo com a equação (7.9).

Esta conversão pode ser eliminada durante a análise de forçadores de ar, uma vez que nestes equipamentos, geralmente, as velocidades envolvidas são relativamente altas, quando comparadas com as descritas por Beecher e Fagan. Assim sendo, pode-se trabalhar diretamente com o número de Nusselt baseado na diferença média logarítmica de temperatura.

Webb (1990) apresentou sua correlação em função do número de Graetz apenas por conveniência, uma vez que os dados de Beecher e Fagan (1987) foram assim apresentados.

A correlação proposta por Webb para o cálculo do número de Nusselt baseado na diferença média aritmética de temperatura, para aleta corrugada, tem a seguinte forma:

$$Gz \leq 25$$

$$Nu_{art} = 0,50 \cdot Gz^{0,86} \cdot \left(\frac{dt}{d_{f,b}} \right)^{0,11} \cdot \left(\frac{z}{d_{f,b}} \right)^{-0,09} \cdot \left(\frac{It}{dl} \right)^{0,12} \cdot \left(\frac{2 \cdot Il}{dl} \right)^{-0,34} \quad (7.17)$$

ou

$$Gz > 25$$

$$Nu_{art} = 0,83 \cdot Gz^{0,76} \cdot \left(\frac{dt}{d_{f,b}} \right)^{0,13} \cdot \left(\frac{z}{d_{f,b}} \right)^{-0,16} \cdot \left(\frac{It}{dl} \right)^{0,25} \cdot \left(\frac{2 \cdot Il}{dl} \right)^{-0,43} \quad (7.18)$$

Tais equações foram desenvolvidas para trocadores de calor com três fileiras de tubos, reproduzindo 96% dos dados obtidos experimentalmente com um erro máximo de $\pm 10\%$. Para a sua utilização em trocadores com um número diferente de fileiras, considera-se que a razão Nu_{log} / Nu_{pl} permanece constante.

A figura 7.6 mostra a influência do número de Graetz sobre o número de Nusselt obtido a partir das equações (7.17) e (7.18), para um evaporador com as características geométricas especificadas.

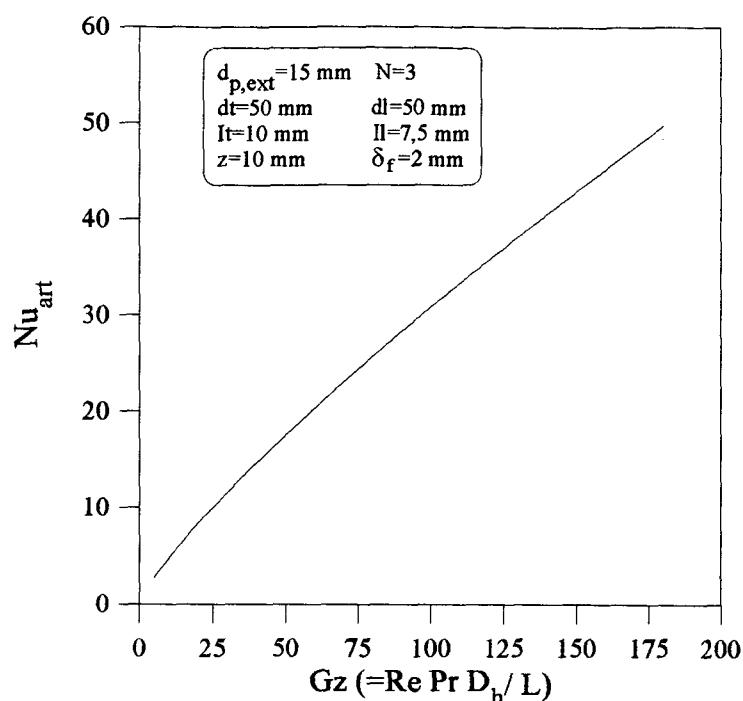


Figura 7.6 - Influência do número de Graetz sobre o número de Nusselt baseado na diferença média aritmética de temperatura.

O coeficiente de transferência de calor pode então ser obtido, como segue:

$$\dot{h}_{ext,cor} = \dot{h}_{ext,pl} \cdot \frac{Nu_{log}}{Nu_{pl}} \quad (7.19)$$

sendo $\dot{h}_{ext,pl}$ obtido da equação (7.4).

A correlação de Nakayama e Xu (1983) para a estimativa do fator de fricção externo, equação (7.6), pode ser extendida para serpentinas onde as aletas apresentam perfil corrugado, desde que o diâmetro hidráulico destes trocadores de calor seja calculado a partir da equação (7.11).

8 - ANÁLISE DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR E PERDA DE CARGA NO LADO INTERNO DOS TUBOS DO EVAPORADOR

A avaliação da transferência de calor e perda de carga é vital para o projeto adequado de evaporadores utilizados em sistemas de refrigeração. Acordos internacionais regulamentam o uso dos CFC's, nocivos à camada de ozônio, prescrevendo prazos cada vez menores para cessar sua produção. Vários refrigerantes alternativos foram desenvolvidos, ou estão em desenvolvimento, sendo o R-134a o substituto mais promissor para o R-12. Entretanto, o segmento de médio e grande porte da indústria de refrigeração brasileira optou, inicialmente, pela substituição do R-12 por R-22, uma vez que este refrigerante poderá ainda ser empregado nos próximos vinte anos, além de apresentar um menor custo em relação ao R-134a.

A estimativa da transferência de calor requer o conhecimento das propriedades térmicas e de transporte do refrigerante. Estas propriedades estão bem documentadas e são facilmente obtidas para o R-12 e R-22, enquanto que o conhecimento das propriedades do R-134a é mais recente. Uma comparação entre as propriedades térmicas e de transporte do R-134a e R-12 e o seu efeito sobre a transferência de calor foi realizada por Eckels e Pate (1990), sendo esta apresentada na tabela 8.1.

Tabela 8.1 - Comparação entre as propriedades térmicas e de transporte do R-134a e R-12 e o seu efeito sobre a transferência de calor no interior de tubos.

Evaporação a -5 °C				
Propriedade	HFC-134a	CFC-12	dif. %	Efeito na T.C.
Densidade do líquido, kg/m ³	1.308	1.417	-7,7	pouco, ↑
Densidade do vapor, kg/m ³	12,2	15,4	-28,8	pouco, ↓
Calor latente de vaporização, kJ/kg	202,3	153,9	+31,4	moderado, ↑
Pressão de saturação, MPa	0,243	0,261	-6,9	≈ 0
Viscosidade do líquido, μPas	301	284	+6,0	pouco, ↓
Viscosidade do vapor, μPas	12,2	11,3	+7,9	pouco, ↓
Condutividade térmica do líquido, mW/m°C	98,1	80,8	+21,4	muito forte, ↑
Condutividade térmica do vapor, mW/m°C	11,77	8,01	+46,9	pouco, ↑
Calor específico do líquido, kJ/kgK	1,297	0,922	+40,6	moderado, ↑
Calor específico do vapor, kJ/kgK	0,868	0,629	+38,0	pouco, ↑
Número de Prandtl do líquido	3,98	3,24	+22,6	pouco, ↑
Número de Prandtl do vapor	0,99	0,89	+11,2	pouco, ↑

Das propriedades apresentadas na tabela anterior a condutividade térmica do líquido é a que tem maior efeito sobre a transferência de calor, sendo a condutividade térmica do líquido do R-134a aproximadamente 21% maior do que a do R-12, a -5 °C. A condutividade térmica do vapor do R-134a é também significativamente maior do que a do R-12, cerca de 47% a -5 °C.

O calor específico do líquido é outra propriedade do R-134a que representa um aumento da transferência de calor, em relação ao R-12. Variações no calor específico afetam o número de Prandtl, sendo este também afetado por variações na condutividade térmica e viscosidade do líquido. O calor específico do vapor do R-134a, a -5 °C, é também superior ao do R-12. Variações no calor específico, condutividade térmica e viscosidade do vapor alteram o número de

Prandtl, afetando as correlações de transferência de calor nos tubos onde o refrigerante encontra-se na forma de vapor saturado ou superaquecido.

O calor latente de vaporização é também maior para o R-134a, levando a um aumento de transferência de calor nos tubos sujeitos ao processo de evaporação (escoamento bifásico).

Uma das características de maior importância na seleção de um refrigerante é a sua relação entre a temperatura e pressão de saturação. Uma comparação envolvendo os refrigerantes considerados neste trabalho é mostrada na figura 8.1.

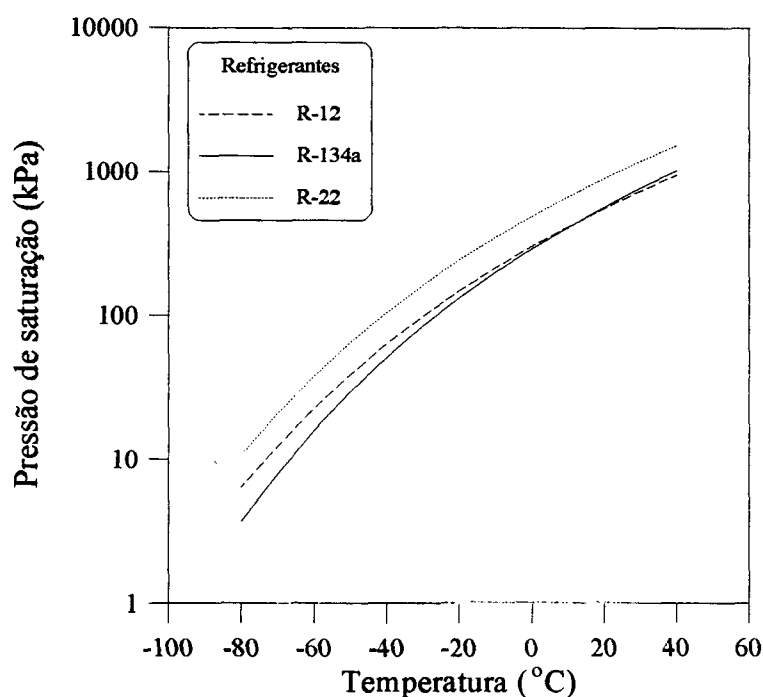


Figura 8.1 - Efeito da temperatura na pressão de saturação do R-12, R-134a e R-22.

O R-12, R-134a e R-22 competem nas aplicações envolvendo temperaturas de evaporação entre $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $0\text{ }^{\circ}\text{C}$. O R-12 apresenta características que o distinguem do R-22, tais como moderadas pressões de condensação, mesmo à temperaturas elevadas, e solubilidade do óleo até temperaturas inferiores àsquelas do R-22, o que facilita sua extração de evaporadores e reservatórios. Por outro lado, instalações com R-12 exigem uma vazão volumétrica superior, o que implica num compressor de maior capacidade e, portanto, de maior custo.

8.1 -TRANSFERÊNCIA DE CALOR E PERDA DE CARGA EM ESCOAMENTO MONOFÁSICO

A análise da transferência de calor e perda de carga para o escoamento de refrigerante na fase vapor, no interior de tubos, é parte importante do projeto de evaporadores do tipo seco, ou seja, aqueles que operam com um determinado grau de superaquecimento do refrigerante na sua saída.

8.1.1 - TUBOS COM SUPERFÍCIE INTERNA LISA

A transferência de calor no interior dos tubos da serpentina onde o refrigerante escoar na forma de vapor saturado, ou superaquecido, pode ser representada pela equação de Dittus-Boelter (Incropera e DeWitt, 1990):

$$\text{Nu} = 0,023 \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} \quad (8.1)$$

sendo o coeficiente de transferência de calor em convecção forçada interna, $\dot{h}_{\text{int,sp}}$, dado por:

$$\dot{h}_{\text{int,sp}} = \text{Nu} \cdot \frac{k_v}{d_{\text{p,int}}} \quad (8.2)$$

A figura 8.2 mostra uma comparação entre o coeficiente de transferência de calor do vapor de R-134a e R-12. Verifica-se que o $\dot{h}_{int,sp}$ do R-134a apresenta um valor médio 35,5% superior ao do R-12, para as temperaturas especificadas.

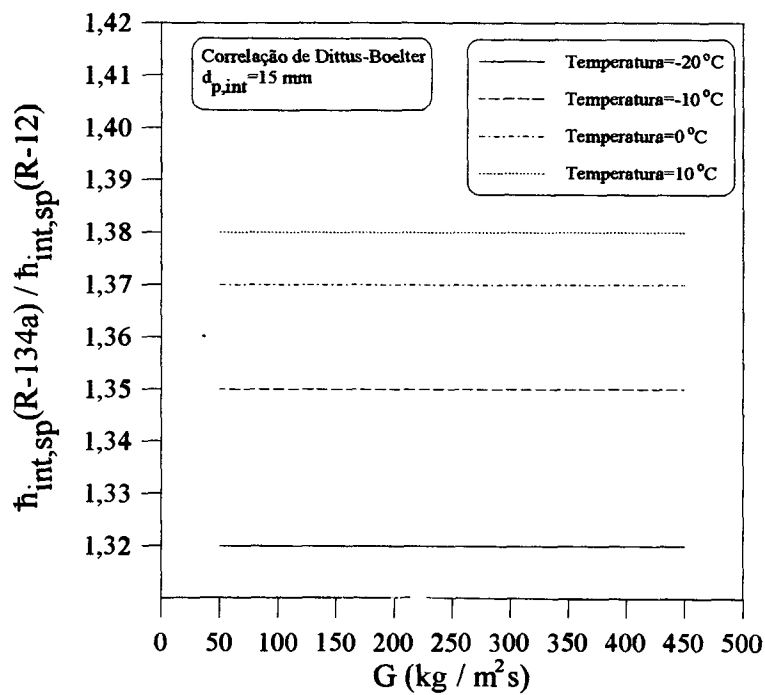


Figura 8.2 - Razão entre o coeficiente de transferência de calor do vapor de R - 134a e R - 12.

A figura 8.3 mostra uma comparação entre o coeficiente de transferência de calor do R-22 e R-12. Verifica-se que o $\dot{h}_{int,sp}$ do R-22 apresenta um valor médio 12,9% superior ao do R-12, para as temperaturas especificadas.

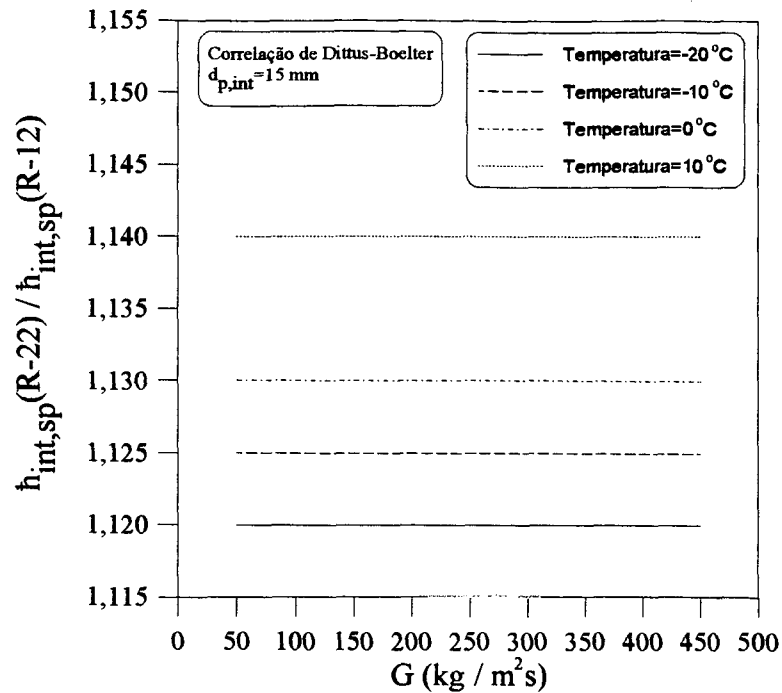


Figura 8.3 - Razão entre o coeficiente de transferência de calor do vapor de R-22 e R-12.

A perda de carga do refrigerante no interior dos tubos da serpentina se deve principalmente aos efeitos de fricção e aceleração do escoamento. A perda de carga por fricção para o vapor pode ser determinada utilizando-se a equação de Fanning:

$$\Delta P_{\text{fric}} = 2 \cdot f \cdot \frac{L}{d_{p,\text{int}}} \cdot \frac{G_r^2}{\rho_r} \quad (8.3)$$

sendo o fator de fricção de Fanning obtido a partir da seguinte equação:

$$f = 0,046 \cdot \text{Re}^{-0,2} \quad (8.4)$$

A perda de carga devido à aceleração pode ser obtida considerando-se uma variação unidimensional da quantidade de movimento do escoamento. Para tubos com seção transversal constante, a seguinte equação pode ser escrita:

$$\Delta P_{\text{mov}} = G_r^2 \cdot \Delta \vartheta \quad (8.5)$$

sendo ϑ o volume específico do refrigerante.

As figuras 8.4 e 8.5 mostram a variação do fator de fricção do vapor, calculado a partir da equação (8.4), com a vazão de refrigerante, para as temperaturas de -20 °C e 0 °C.

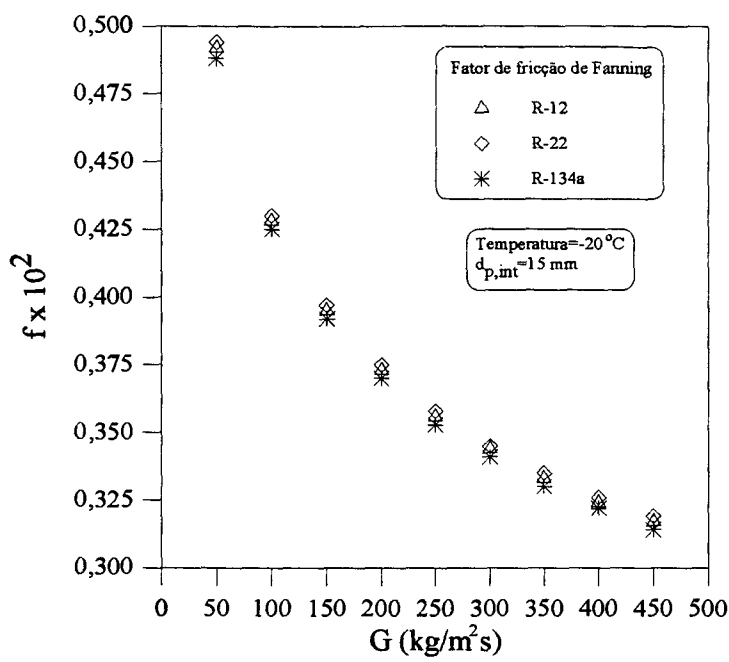


Figura 8.4 - Variação do fator de fricção de Fanning com a vazão de refrigerante, para temperatura do vapor igual a -20 °C.

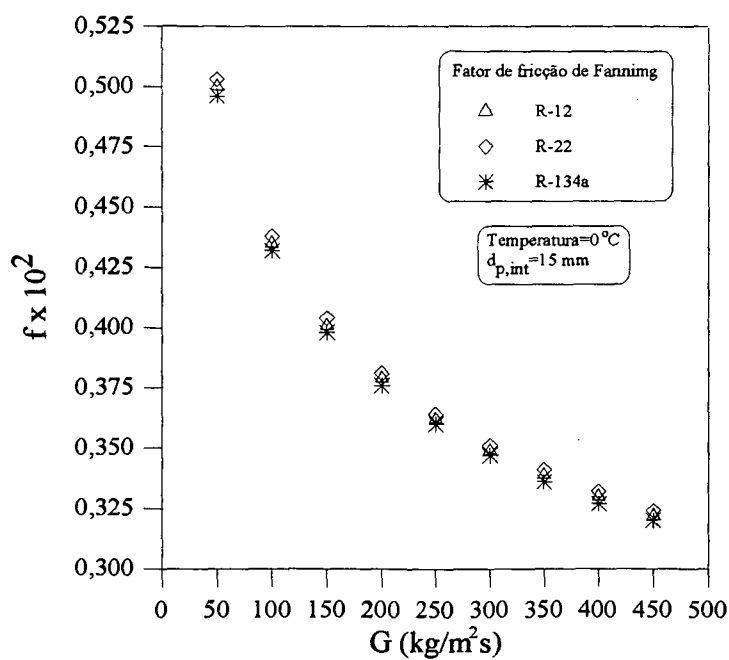


Figura 8.5 - Variação do fator de fricção de Fanning com a vazão de refrigerante, para temperatura do vapor igual a 0 °C.

Verifica-se a partir das figuras anteriores que os valores do fator de fricção calculados para o R-12, R-22 e R-134a, diminuem à medida que a vazão e a temperatura do vapor aumenta. Além disso, seus valores são muito próximos, para as condições analisadas.

8.1.2 - TUBOS COM SUPERFÍCIE INTERNA ALETADA

A utilização de aletas na parte interna dos tubos da serpentina, com objetivo de aumentar a transferência de calor, é mais frequente em sistemas de condicionamento de ar. Entretanto, este tipo de configuração vem se difundindo recentemente em sistemas de refrigeração de maior porte, em função da necessidade atual de produtos mais eficientes e competitivos. A figura 8.6 apresenta alguns dos parâmetros geométricos característicos do aletamento interno dos tubos de serpentinas empregadas em sistemas de refrigeração.

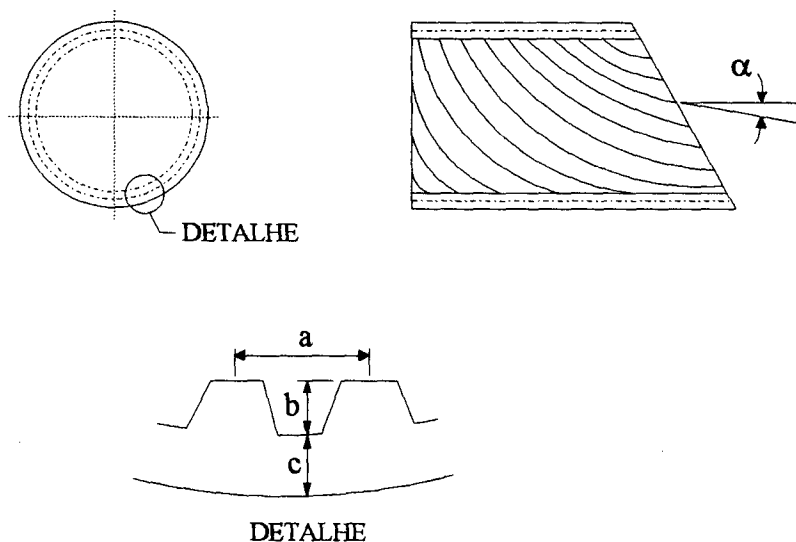


Figura 8.6 - Parâmetros geométricos característicos do aletamento interno dos tubos de serpentinas empregadas em sistemas de refrigeração.

Devido à relativa complexidade dos fenômenos de transferência de calor e perda de carga associados ao escoamento do refrigerante no interior de tubos com superfície interna aletada e da grande variedade de aletas existentes, a maioria das correlações encontradas na literatura aplicam-

se a um tipo específico de aleta, dificultando sua implementação e utilização em um programa geral de simulação de evaporadores. Assim sendo, o coeficiente de transferência de calor e a perda de carga para tubos com aletamento interno são obtidos no modelo multiplicando-se, respectivamente, o coeficiente de transferência de calor para tubo liso obtido da equação (8.2) por um fator de correção igual a 2,0 e a perda de carga para tubo liso obtida da equação (8.3) por um fator de correção igual a 1,5. Os valores destes fatores de correção são médias do acréscimo de transferência de calor e perda de carga, quando se passa de um tubo com superfície interna lisa para outro com superfície interna aletada, publicados por Khampara (1987) e utilizados com sucesso por Domanski (1989).

8.2 - TRANSFERÊNCIA DE CALOR E PERDA DE CARGA EM ESCOAMENTO BIFÁSICO COM EVAPORAÇÃO

Um número considerável de correlações para estimativa do coeficiente de transferência de calor durante a evaporação encontra-se disponível na literatura. Muitas destas correlações aplicam-se a refrigerantes utilizados em sistemas de refrigeração, estando a precisão de cada uma delas associada ao banco de dados e à metodologia utilizada no seu desenvolvimento.

8.2.1 - TUBOS COM SUPERFÍCIE INTERNA LISA

Objetivando identificar correlações adequadas à situação em questão, foram analisados os trabalhos de Chaddock e Brunemann (1967), Shah (1982) e Gungor e Winterton (1986).

CORRELAÇÃO DE CHADDOCK E BRUNEMANN (1967)

Chaddock e Brunemann (1967) desenvolveram sua correlação especificamente para a evaporação do R-12, sendo esta aplicável para títulos entre 20% a 80%. Tal equação tem a seguinte forma:

$$\frac{\dot{h}_{\text{int,tp}}}{\dot{h}_1} = 1,91 \cdot \left(10^4 \cdot \text{Bo} + \frac{1,5}{X_{\text{tt}}^{0,67}} \right)^{0,6} \quad (8.6)$$

onde:

$$\text{Bo} = \frac{\dot{Q}}{h_{\text{lv}} \cdot G_r} \quad (8.7)$$

$$\dot{Q} = \frac{\Delta x \cdot \dot{m}_r \cdot h_{\text{lv}}}{\pi \cdot d_{\text{p,int}} \cdot L} \quad (8.8)$$

$$X_{\text{tt}} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,9} \cdot \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,5} \cdot \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0,1} \quad (8.9)$$

$$\dot{h}_1 = 0,023 \cdot \left(\frac{G \cdot d_{\text{p,int}}}{\mu_l} \right)^{0,8} \cdot \text{Pr}_l^{0,4} \cdot \frac{k_l}{d_{\text{p,int}}} \quad (8.10)$$

CORRELAÇÃO DE SHAH (1982)

Shah (1982) desenvolveu sua correlação para a evaporação a partir de um extenso banco de dados que inclui água, R-11, R-12, R-22 e R-113. A correlação de Shah tem a seguinte forma:

$$\frac{\dot{h}_{\text{int,tp}}}{\dot{h}_1^*} = \psi \quad (8.11)$$

onde:

$$\dot{h}_1^* = \dot{h}_1 \cdot (1-x)^{0,8} \quad (8.12)$$

$$N = \text{Co} \quad \text{para} \quad \text{Fr}_l \geq 0,04 \quad (8.13)$$

$$N = 0,38 \cdot \text{Fr}_l^{-0,3} \cdot \text{Co} \quad \text{para} \quad \text{Fr}_l \leq 0,04 \quad (8.14)$$

$$\text{Fr}_l = \frac{G_r^2}{\rho_l^2 \cdot g \cdot d_{\text{p,int}}} \quad (8.15)$$

Para $N > 1$:

$$\psi_{nb} = 230 \cdot Bo^{0,5} \quad \text{para} \quad Bo > 0,3 \cdot 10^{-4} \quad (8.16)$$

$$\psi_{nb} = 1 + 46 \cdot Bo^{0,5} \quad \text{para} \quad Bo < 0,3 \cdot 10^{-4} \quad (8.17)$$

$$\psi_{cb} = \frac{1,8}{N^{0,8}} \quad (8.18)$$

Se $\psi_{nb} > \psi_{cb}$, $\psi = \psi_{nb}$. Se $\psi_{cb} > \psi_{nb}$, $\psi = \psi_{cb}$

Para $0,1 \leq N \leq 1$:

$$\psi_{bs} = F \cdot Bo^{0,5} \cdot \exp(2,74 \cdot N^{-0,1}) \quad (8.19)$$

Se $\psi_{cb} > \psi_{bs}$, $\psi = \psi_{cb}$. Se $\psi_{bs} > \psi_{cb}$, $\psi = \psi_{bs}$. ψ_{cb} é definido como na equação (8.18).

Para $N \leq 0,1$:

$$\psi_{bs} = F \cdot Bo^{0,5} \cdot \exp(2,47 \cdot N^{-0,15}) \quad (8.20)$$

Se $\psi_{cb} > \psi_{bs}$, $\psi = \psi_{cb}$. Se $\psi_{bs} > \psi_{cb}$, $\psi = \psi_{bs}$. ψ_{cb} é também definido como na equação (8.18).

A constante F que aparece nas equações (8.19) e (8.20) é definida como segue:

$$F = 14,7 \quad \text{para} \quad Bo \geq 11 \cdot 10^{-4} \quad (8.21)$$

$$F = 15,43 \quad \text{para} \quad Bo < 11 \cdot 10^{-4} \quad (8.22)$$

CORRELAÇÃO DE GUNGOR E WINTERTON (1986)

Gungor e Winterton (1986) desenvolveram sua correlação para a evaporação de refrigerantes, em escoamento anular (título até 85%), a partir de um banco de dados composto por 4.300 pontos de 28 autores distintos, incluindo água, etilenoglicol, R-11, R-12, R-22, R-113 e R-114. Verificou-se um desvio médio de 21,4% entre o coeficiente de transferência de calor calculado e o medido. Tal correlação é apresentada a seguir:

$$\dot{h}_{\text{int,tp}} = E \cdot \dot{h}_1 + S \cdot \dot{h}_{\text{pool}} \quad (8.23)$$

onde:

$$\dot{h}_1 = 0,023 \cdot \text{Re}_1^{0,8} \cdot \text{Pr}_1^{0,4} \cdot \frac{k_1}{d_{\text{p,int}}} \quad (8.24)$$

$$\text{Re}_1 = \frac{(1-x) \cdot G_r \cdot d_{\text{p,int}}}{\mu_1} \quad (8.25)$$

$$\dot{h}_{\text{pool}} = 55 \cdot P_{\text{rd}}^{0,12} \cdot (-\log_{10} P_{\text{rd}})^{-0,55} \cdot M^{-0,5} \cdot \dot{Q}^{0,67} \quad (8.26)$$

$$E = 1 + 24.000 \cdot \text{Bo}^{1,16} + 1,37 \cdot X_{\text{tt}}^{-0,86} \quad (8.27)$$

$$S = \frac{1}{1 + 1,15 \cdot 10^{-6} \cdot E^2 \cdot \text{Re}_1^{1,17}} \quad (8.28)$$

No caso particular de um tubo horizontal e número de Froude, Fr , menor que 0,05, E e S devem ser multiplicados por E_2 e S_2 , respectivamente:

$$E_2 = \text{Fr}^{(0,1-2 \cdot \text{Fr})} \quad (8.29)$$

$$S_2 = P_{\text{rd}}^{0,5} \quad (8.30)$$

onde:

$$P_{rd} = \frac{P_{\text{evaporação}}}{P_{\text{crítica}}} \quad (8.31)$$

As figuras 8.7 a 8.12 apresentam comparações entre os coeficientes de transferência de calor obtidos a partir das correlações de Chaddock e Brunemann (1967), Shah (1982) e Gungor e Winterton (1986).

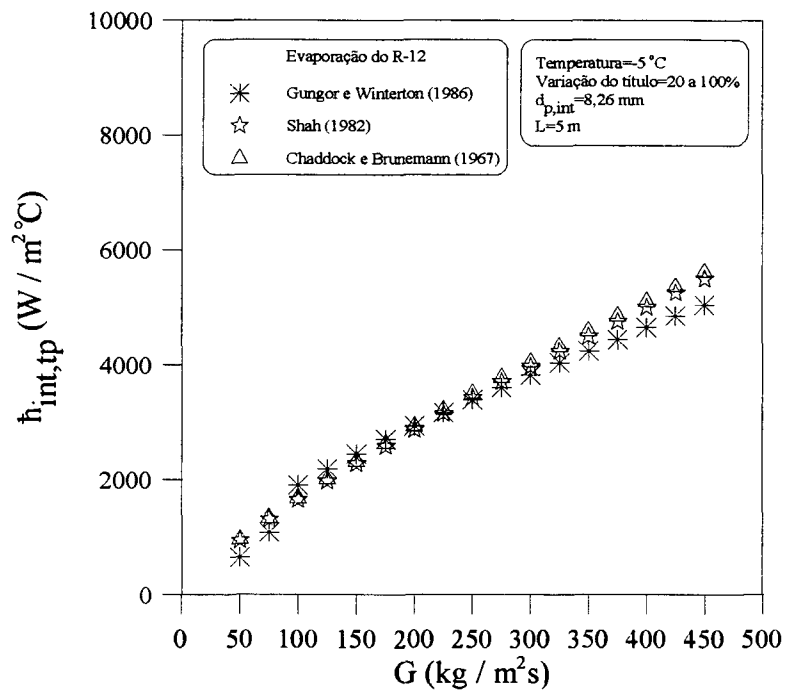


Figura 8.7 - Coeficiente de transferência de calor médio durante a evaporação do R-12, para temperatura de -5 °C

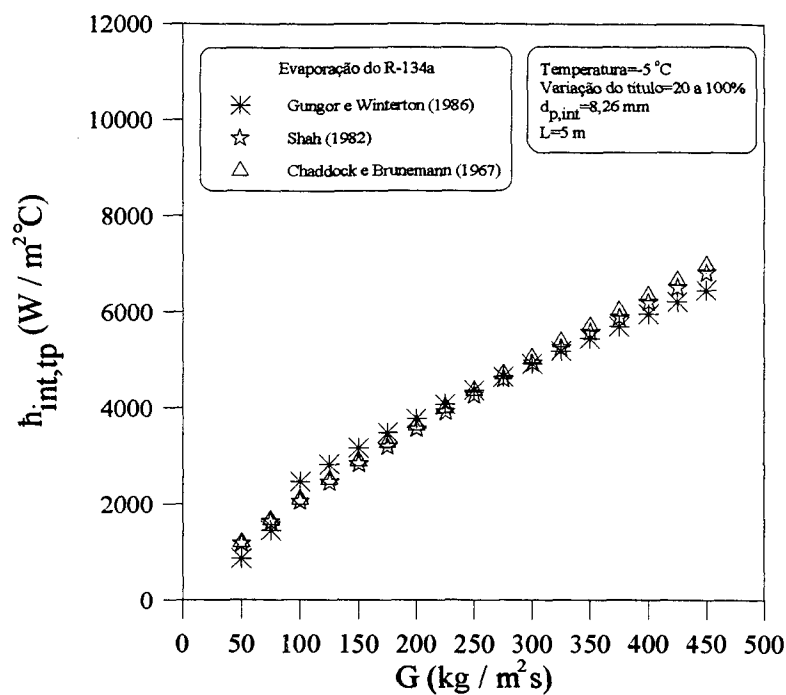


Figura 8.8 - Coeficiente de transferência de calor médio durante a evaporação do R-134a, para temperatura de $-5\text{ }^{\circ}C$.

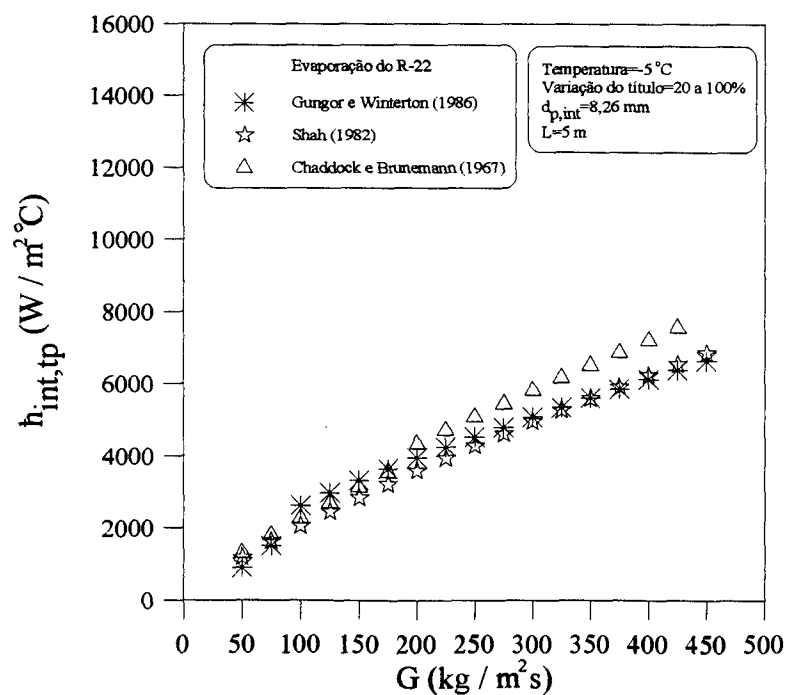


Figura 8.9 - Coeficiente de transferência de calor médio durante a evaporação do R-22, para temperatura de $-5\text{ }^{\circ}C$.

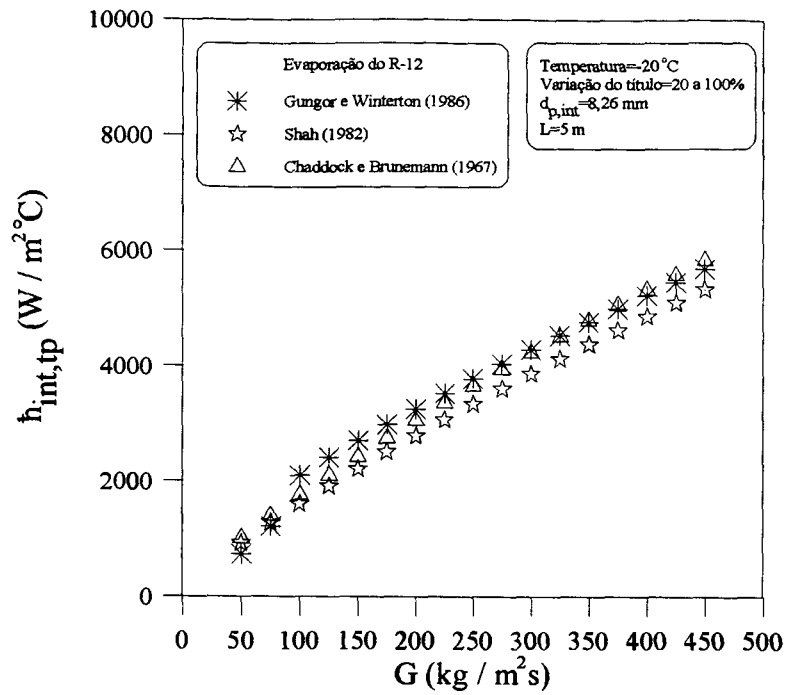


Figura 8.10 - Coeficiente de transferência de calor médio durante a evaporação do R-12, para temperatura de -20 °C.

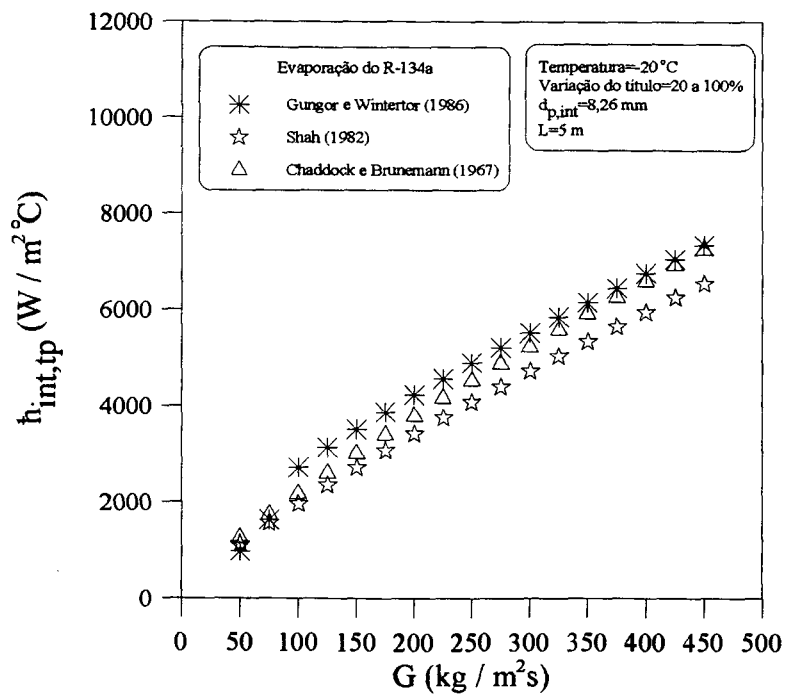


Figura 8.11 - Coeficiente de transferência de calor médio durante a evaporação do R-134a, para temperatura de -20 °C.

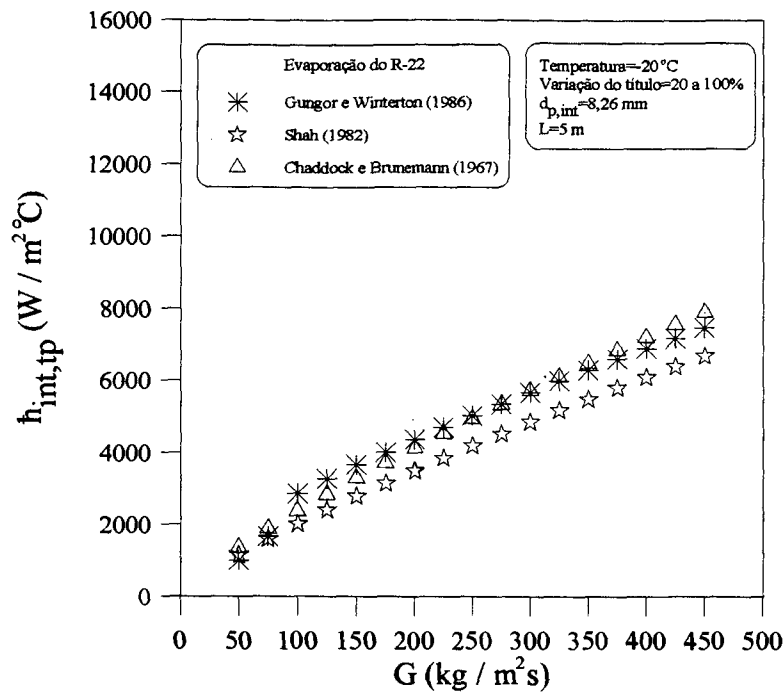


Figura 8.12 - Coeficiente de transferência de calor médio durante a evaporação do R-22, para temperatura de $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Verifica-se nas seis figuras anteriores que o coeficiente de transferência de calor durante a evaporação dos refrigerantes R-12, R-134a e R-22, é levemente dependente da temperatura de evaporação.

As correlações de Chaddock e Brunemann (1967), Shah (1982), Gungor e Winterton (1986), fornecem resultados de $\dot{h}_{int,tp}$ bastante próximos, para as condições analisadas. De acordo com esta constatação e com o fato de a resistência térmica no lado do refrigerante ser muito menor do que a resistência térmica no lado do ar (grandes variações no coeficiente de transferência de calor interno não levam a mudanças significativas do coeficiente global de transferência de calor), conclui-se que qualquer uma destas correlações pode ser empregada para a estimativa do coeficiente de transferência de calor durante a evaporação do refrigerante no interior dos tubos do evaporador.

Domanski (1989) utiliza a correlação de Gungor e Winterton (1986) para o cálculo do coeficiente de transferência de calor em escoamento anular (título até 85%), propondo a seguinte expressão para o escoamento disperso:

$$\dot{h}_{\text{int,disp}} = (1 - x) \cdot \dot{h}_{\text{int,anul}} + (x - 0,85) \cdot \dot{h}_{\text{int,sp}} \quad (8.27)$$

sendo $\dot{h}_{\text{int,sp}}$ e $\dot{h}_{\text{int,anul}}$ obtidos a partir das equações (8.2) e (8.23), respectivamente.

As figuras 8.13 e 8.14 mostram comparações entre o coeficientes de transferência de calor durante a evaporação do R-134a e R-22, em relação ao R-12, para as temperaturas de -20°C e -5°C . Observa-se que os coeficientes de transferência de calor destes dois refrigerantes são superiores ao do R-12, sendo, em média, 29% maior para o R-134a e 35% maior para o R-22. Este acréscimo de transferência de calor se deve, principalmente, à diferença entre as propriedades térmicas e de transporte destes refrigerantes.

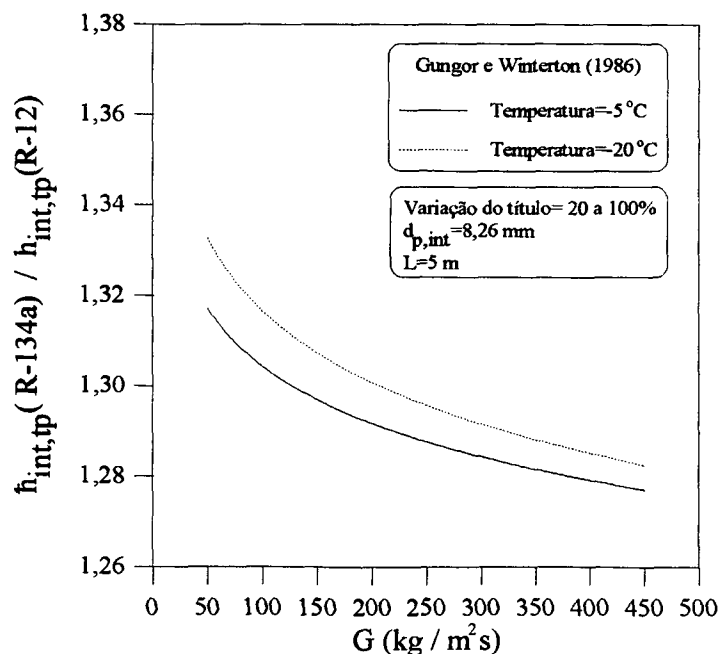


Figura 8.13 - Razão entre o coeficiente de transferência de calor médio do R-134a e R-12, para temperatura de evaporação igual a -5°C e -20°C .

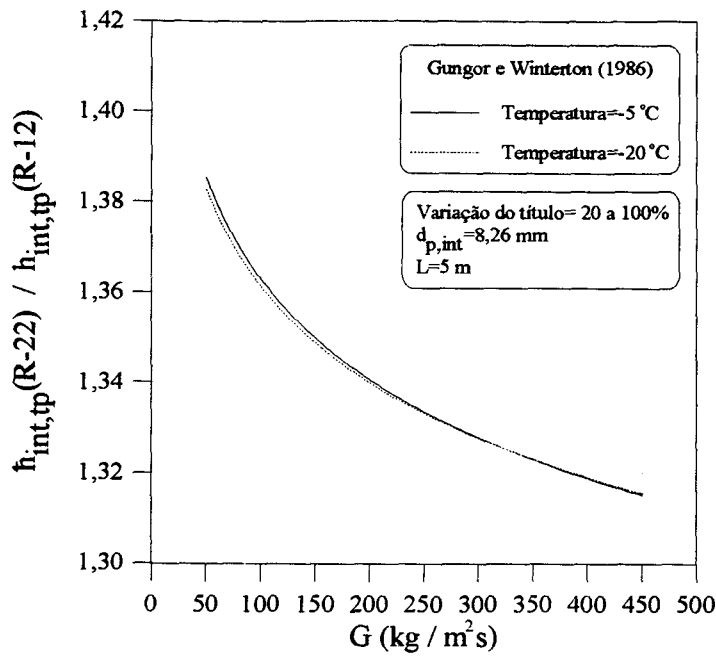


Figura 8.14 - Razão entre o coeficiente de transferência de calor médio do R-22 e R-12, para temperatura de evaporação igual a -5 °C e -20 °C.

A perda de carga em escoamento bifásico com evaporação, na parte reta dos tubos, é obtida utilizando-se a correlação proposta por Pierre (1964), baseada em resultados experimentais para o R-12 e R-22, de acordo com a seguinte equação:

$$\Delta P = \left(\frac{f \cdot L}{d_{p,int}} + \frac{\Delta x}{x_m} \right) \cdot G_r^2 \cdot \vartheta_m \quad (8.32)$$

onde:

$$f = 0,0185 \cdot \left(\frac{Kf}{Re} \right)^{0,25} \quad (8.33)$$

$$Kf = \frac{\Delta x \cdot h_{lv}}{L \cdot g} \quad (8.34)$$

$$Re = \frac{G_r \cdot d_{p,int}}{\mu_l} \quad (8.35)$$

$$\mathfrak{G}_m = \mathfrak{G}_1 + x_m \cdot (\mathfrak{G}_v - \mathfrak{G}_1) \quad (8.36)$$

sendo Δx a variação do título do refrigerante entre a entrada e a saída do tubo, x_m o título médio e \mathfrak{G}_m o volume específico baseado no título médio. L é o comprimento do tubo.

É importante observar que o primeiro termo da equação (8.32) representa a perda de carga devido à fricção e o segundo, a perda de carga devido à variação da quantidade de movimento do refrigerante.

A análise da perda de carga nas curvas do evaporador, ΔP_{cur} , será realizada considerando-se duas formas de resistências impostas ao escoamento do refrigerante: a primeira causada pela mudança de sentido do escoamento, ΔP_{mov} , e a segunda causada pela fricção, ΔP_{fric} . Assim sendo, pode-se representar a perda de carga total nas curvas de acordo com a seguinte equação:

$$\Delta P_{cur} = \Delta P_{mov} + \Delta P_{fric} \quad (8.37)$$

A partir das considerações anteriores, Pierre (1964) apresentou graficamente sua correlação para o cálculo do fator de atrito bifásico nas curvas dos tubos de evaporadores, utilizando como refrigerante o R-12. Geary (1975) constatou que a correlação de Pierre era pouco sensível ao afastamento entre tubos da serpentina, dt , e encontrou erros de 10% a 120%, dependendo da configuração testada. Geary (1975) apresentou, então, uma nova correlação, mais sensível ao afastamento entre tubos, de acordo com a seguinte equação:

$$\Delta P_{cur} = \frac{f}{2} \cdot \frac{G_v^2 \cdot L_{cur}}{\rho_v \cdot d_{cur,int}} \quad (8.38)$$

sendo L_{cur} o comprimento linear da curva, d_{cur} o seu diâmetro interno e:

$$f = 5,58 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{Re_v^{0,5}}{e^{0,215}} \cdot \frac{dt}{d_{cur}} \cdot x_m^{1,25} \quad (8.39)$$

$$G_v = x_m \cdot G_r \quad (8.40)$$

$$Re_v = \frac{G_v \cdot d_{p,int}}{\mu_v} \quad (8.41)$$

A equação (8.38) é obtida admitindo-se que o título não varia ao longo do comprimento da curva, ou seja, não ocorre evaporação do refrigerante neste componente.

A correlação de Geary (1975) para o cálculo da perda de carga nas curvas da serpentina apresenta um desvio médio de $\pm 10\%$, quando comparada com dados obtidos experimentalmente.

A perda de carga total é obtida somando-se a perda de carga na parte linear do tubo, equação (8.32), com a perda de carga na respectiva curva, equação (8.38).

Domanski (1989) utiliza um comprimento linear equivalente, L_{eq} , para levar em conta a perda de carga nas curvas dos tubos do evaporador, de acordo com a seguinte equação:

$$L_{eq} = 12 \cdot d_{p,int} \quad (8.42)$$

Após determinado o comprimento linear equivalente, a perda de carga total é obtida substituindo-se L por $L + L_{eq}$, na equação (8.32).

O conceito de comprimento linear equivalente, L_{eq} , pode também ser estendido ao cálculo da perda de carga nas curvas dos tubos da serpentina onde o refrigerante escoar na forma de vapor saturado ou superaquecido, bastando para tanto, substituir L por $L + L_{eq}$ na equação (8.3).

As figuras 8.15 a 8.17 apresentam uma comparação entre a perda de carga total obtida através dos modelos de Domanski (1989) e Geary (1975), durante a evaporação do R-12, R-134a e R-22.

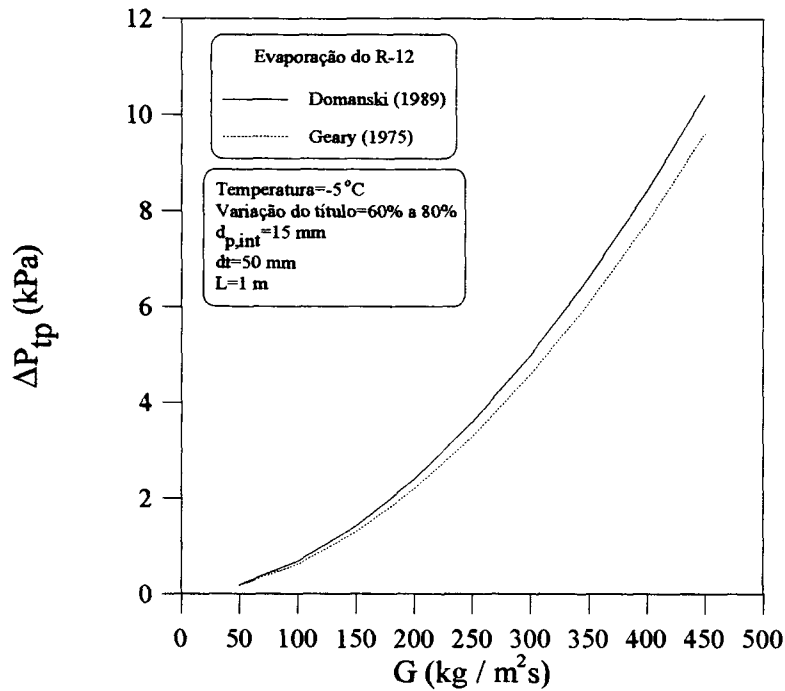


Figura 8.15 - Perda de carga durante a evaporação do R-12, para temperatura de -5°C .

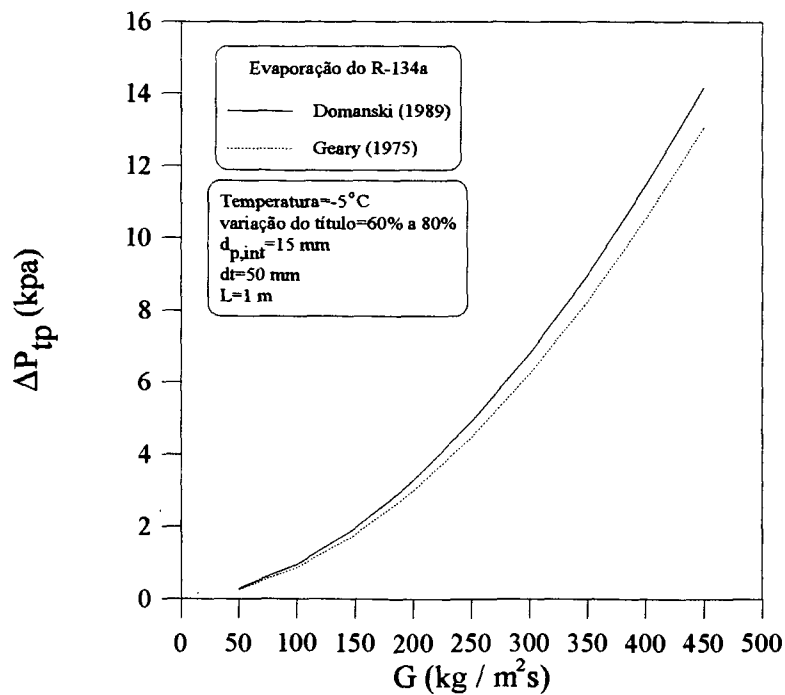


Figura 8.16 - Perda de carga durante a evaporação do R-134a, para temperatura de -5°C .

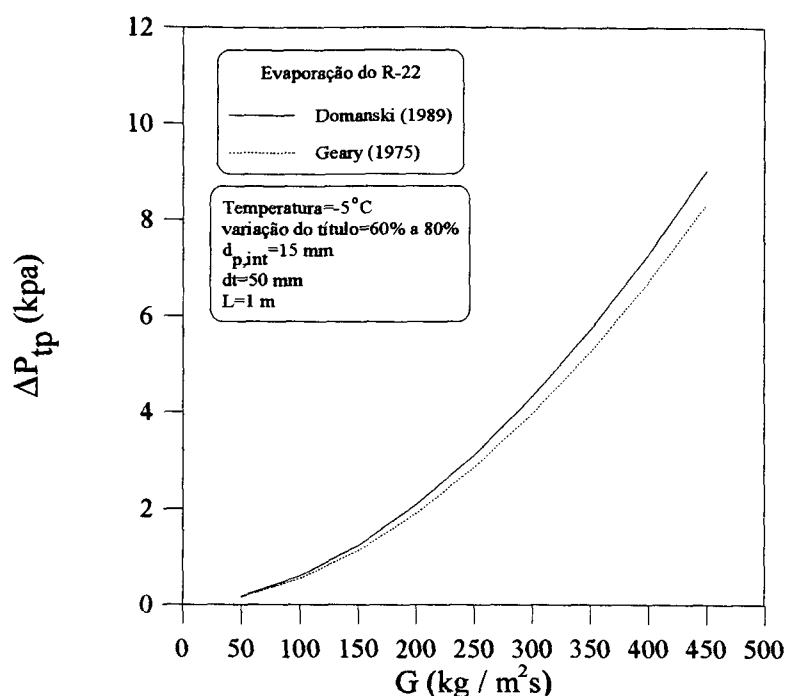


Figura 8.17 - Perda de carga durante a evaporação do R-22, para temperatura de -5 °C.

A partir das três figuras anteriores pode-se concluir que tanto o modelo de Geary (1975) quanto o de Domanski (1989) podem ser utilizados para a estimativa da perda de carga no interior dos tubos da serpentina, uma vez que fornecem resultados bastante próximos. O modelo de Domanski (1989) apresenta como vantagem adicional, a simplicidade, sendo adotado no presente trabalho.

A figura 8.18 mostra uma comparação entre a perda de carga total (perda de carga na parte reta do tubo mais a perda de carga na sua respectiva curva) durante a evaporação dos refrigerantes R-134a e R-22, em relação a perda de carga do R-12

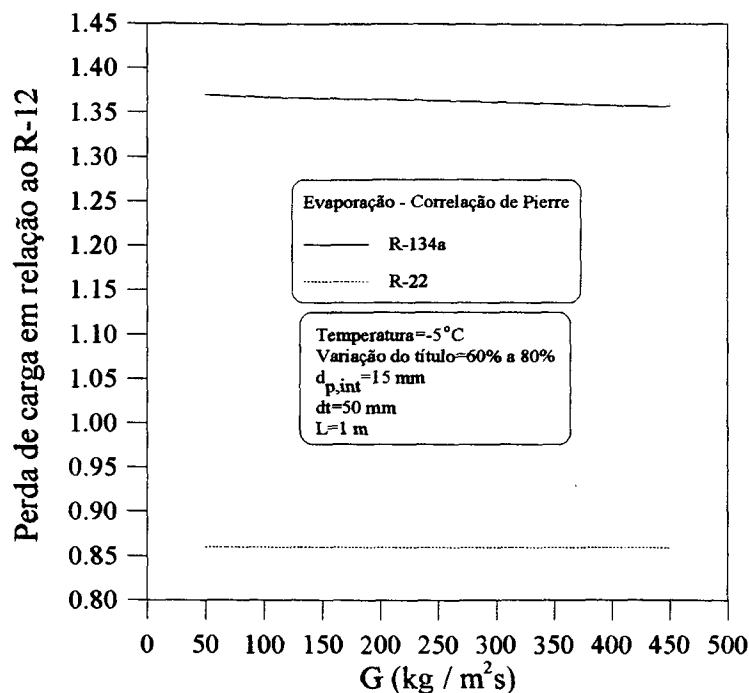


Figura 8.18 - Perda de carga durante a evaporação do R-134a e R-22, em relação ao R-12, para temperatura de -5 °C.

Observa-se na figura 8.18 que a perda de carga aumenta aproximadamente 35% quando se passa do R-12 para o R-134a. Já a substituição do R-12 pelo R-22 leva a uma redução na perda de carga em torno de 15%, para as condições analisadas.

8.2.2 - TUBOS COM SUPERFÍCIE INTERNA ALETADA

O coeficiente de transferência de calor e a perda de carga durante a evaporação do refrigerante no interior dos tubos com superfície interna aletada são obtidos no modelo multiplicando-se, respectivamente, o coeficiente de transferência de calor para tubo liso por um fator de correção igual a 1,45, e a perda de carga para tubo liso por um fator de correção igual a 1,23. Os valores destes fatores de correção são também médias do acréscimo de transferência de calor e perda de carga, quando se passa de um tubo com superfície interna lisa para outro com superfície interna aletada (Domanski, 1989).

Comparando os fatores de correção para o escoamento bifásico com os fatores de correção para o escoamento monofásico, apresentados anteriormente, verifica-se que o efeito do aletamento interno sobre a transferência de calor e a perda de carga é mais acentuado nos tubos onde há apenas refrigerante na fase vapor.

8.3 - EFEITO DA PRESENÇA DE ÓLEO NO REFRIGERANTE

Vários trabalhos indicam que a presença de óleo lubrificante, proveniente do compressor, afeta a transferência de calor e a perda de carga no interior dos tubos do evaporador, principalmente porque as propriedades do refrigerante são afetadas pela concentração de óleo (Schlager et al. , 1987). Assim sendo, parâmetros como concentração e características físico-químicas do óleo, entre outros, são determinantes para se conhecer a real influência dos lubrificantes sobre o desempenho destes trocadores de calor. Levando-se em conta que a concentração de óleo no refrigerante depende do evaporador considerado e das suas condições de operação, além da dificuldade de obtenção de dados confiáveis junto aos fabricantes nacionais de evaporadores de câmaras frigoríficas, optou-se por desconsiderar os efeitos do óleo lubrificante no presente modelo.

9 - ANÁLISE DE RESULTADOS

Uma das vantagens de um programa de simulação consiste na possibilidade de se poder estimar, com razoável precisão e rapidez, o efeito da alteração de um determinado parâmetro, ou dimensão, sobre o desempenho do evaporador. Assim sendo, serão analisadas neste capítulo situações que ilustram a utilidade de um programa de simulação, na análise do desempenho de evaporadores do tipo forçado. Para tanto, dados relativos a três evaporadores destinados a aplicações de refrigeração foram obtidos junto a dois fabricantes nacionais: o modelo IBABR20, produzido pela "Indústria Brasileira de Evaporadores Ltda", e os modelos MI1,5 e MIR1,5, produzidos por "Mipal Indústria de Evaporadores Ltda". Os evaporadores MI1,5 e MIR1,5 apresentam as mesmas características geométricas, o mesmo tipo de aletamento externo e o mesmo circuito de refrigerante, diferindo apenas quanto à faixa de aplicação. A série MI é utilizada para temperaturas acima de 0 °C e a série MIR para temperaturas inferiores a este valor.

9.1 - ANÁLISE COMPARATIVA COM DADOS FORNECIDOS POR FABRICANTES

Objetivando comparar os resultados obtidos a partir do modelo com dados de catálogo de fabricantes, a diferença entre a temperatura do ar na face da serpentina e a temperatura de evaporação do refrigerante, foi mantida em 6°C. Esta diferença de temperatura é igual à utilizada pelos fabricantes, na especificação da capacidade de refrigeração dos seus evaporadores. Admite-se ainda, durante a simulação, que o evaporador encontra-se no interior de uma câmara frigorífica operando em regime permanente, ou seja, sem variação da carga térmica ambiente. Portanto, o estado psicrométrico do ar na face do evaporador e no interior da câmara são considerados iguais. Um perfil de velocidades uniforme para o ar na face do evaporador é assumido, sendo sua vazão fixa.

A tabela 9.1 apresenta as principais características e a vazão de ar total fornecida pelos ventiladores dos evaporadores IBABR20, MI1,5 e MIR1,5. Tais características representam configurações especificadas pelos fabricantes.

Tabela 9.1 - Parâmetros característicos dos evaporadores IBABR20, MI1,5 e MIR1,5.

Características do evaporador	Modelo	
	IBABR20	MI1,5 / MIR1,5
Comprimento	1.560 mm	900 mm
Altura	350 mm	365 mm
Largura	230 mm	200 mm
Distância entre tubos	50 mm	50 mm
Distância entre fileiras de tubos	60 mm	50 mm
Diâmetro interno dos tubos	15,44 mm	15,44 mm
Diâmetro externo dos tubos	15,88 mm	15,88 mm
Material constituinte dos tubos	"cobre"	"cobre"
Tipo de aleta interna	"sem"	"sem"
Tipo de aleta externa	"corrugada"	"corrugada"
Espessura das aletas externas	0,18 mm	0,20 mm
Espaçamento entre aletas externas	8 mm	10 mm
Material constituinte das aletas externas	"alumínio"	"alumínio"
Número de fileiras de tubos	4	4
Número total de tubos	20	28
Vazão total de ar	3.480 m ³ / h	2.600 m ³ / h
Tipo de refrigerante	R-22	R-12
Capacidade de refrigeração de catálogo	2.900 W	2.090 / 1.860 W

Para o cálculo da capacidade de refrigeração dos evaporadores, as suas condições de operação devem ser estabelecidas. Na tabela 9.2 é apresentado o conjunto de variáveis que caracterizam as condições de operação do evaporador, no modelo de simulação.

Tabela 9.2 - Variáveis que caracterizam as condições de operação do evaporador.

Vazão total de ar	Q_a
Temperatura do ar na face da serpentina	$t_{a,i}$
Umidade relativa do ar na face da serpentina	$\phi_{a,i}$
Título do refrigerante na entrada da serpentina	x_i
Temperatura de evaporação do refrigerante na saída da serpentina	t_{sat}
Grau de superaquecimento do refrigerante na saída da serpentina	Δt_{sup}

Como as condições de operação dos evaporadores não são completamente especificadas nos catálogos, uma análise da influência das variáveis mostradas na tabela 9.2 sobre o desempenho destes trocadores é necessária.

As figuras 9.1, 9.2 e 9.3 mostram a influência do grau de superaquecimento do refrigerante e da umidade relativa do ar, sobre a capacidade total de refrigeração dos evaporadores IBABR20, MI1,5 e MIR1,5.

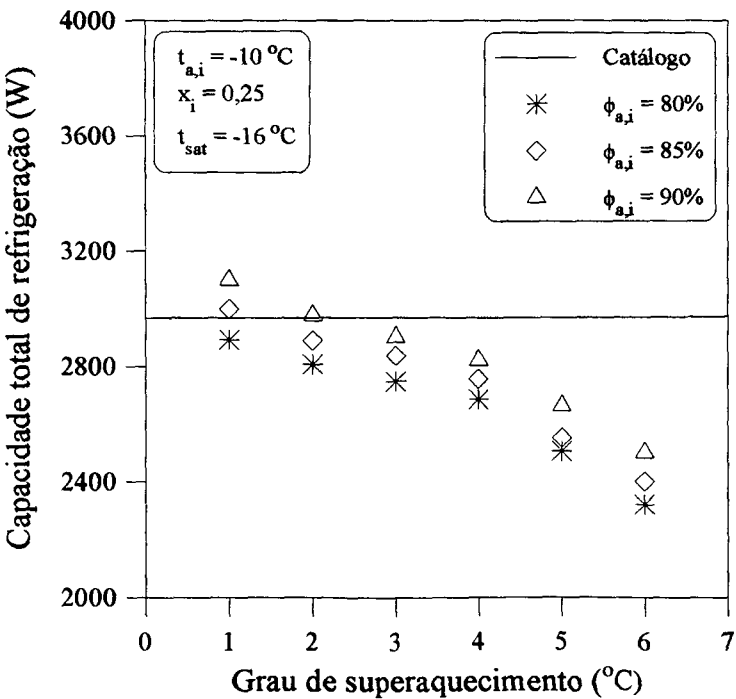


Figura 9.1 - Influência do grau de superaquecimento do refrigerante e da umidade relativa do ar sobre a capacidade total de refrigeração do evaporador IBABR20.

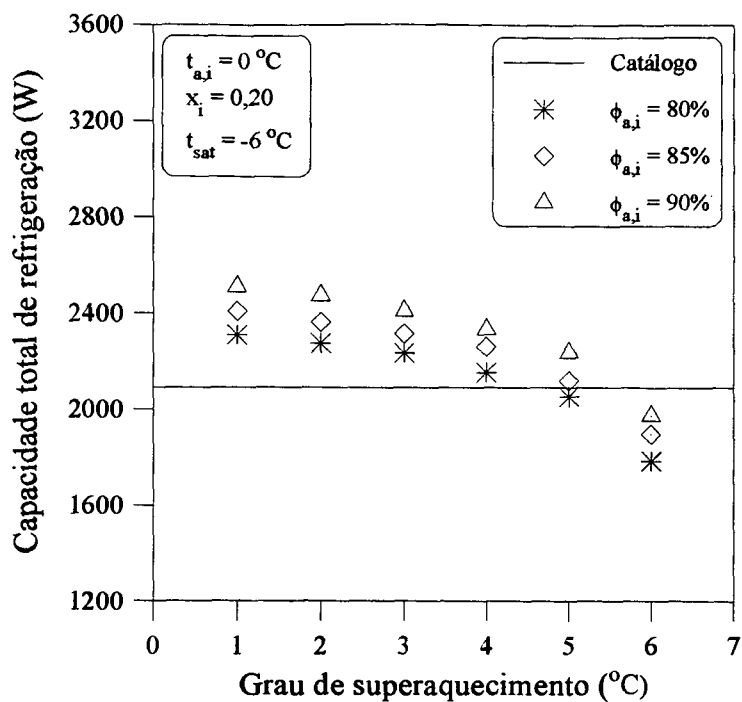


Figura 9.2 - Influência do grau de superaquecimento do refrigerante e da umidade relativa do ar sobre a capacidade total de refrigeração do evaporador MI1,5.

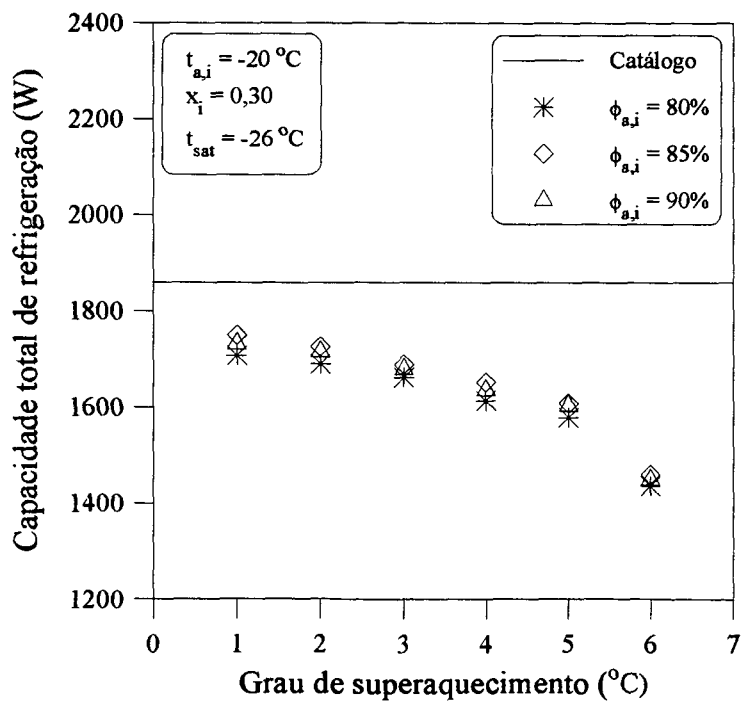


Figura 9.3- Influência do grau de superaquecimento do refrigerante e da umidade relativa do ar sobre a capacidade total de refrigeração do evaporador MIR1,5.

Nas três figuras anteriores verifica-se que a capacidade total de refrigeração dos evaporadores analisados é consideravelmente afetada pelo grau de superaquecimento do refrigerante e, em menor escala, pela umidade relativa do ar. Aumentando o superaquecimento reduz-se o comprimento da região bifásica e, conseqüentemente, há uma diminuição da capacidade total de refrigeração da serpentina. Como a temperatura de bulbo seco do ar na face do evaporador é mantida fixa, o aumento da sua capacidade em função da elevação da umidade relativa se deve, principalmente, a uma maior desumidificação sofrida pelo ar. O aumento da remoção de condensado tem como consequência a elevação da temperatura do ar na saída do trocador.

Na análise anterior adotou-se uma temperatura de condensação de 35 °C e um grau de subresfriamento de 5 °C, o que, considerando o processo de expansão como isentálpico, deu origem aos títulos indicados nas figuras 9.1 a 9.3. Como o título do refrigerante não é especificado nos catálogos de fabricantes, resolveu-se verificar a influência de tal parâmetro nos resultados do programa, o que deu origem as figuras 9.4 a 9.6.

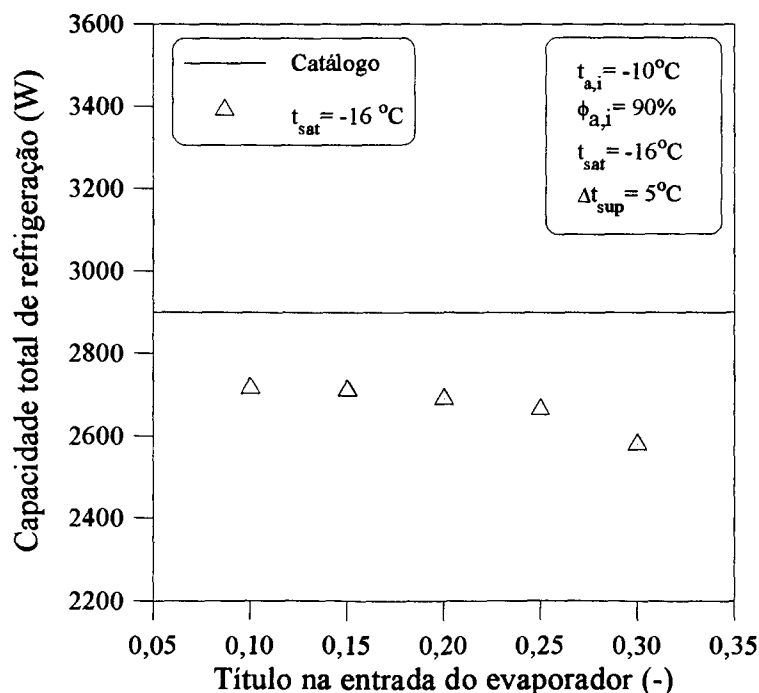


Figura 9.4 - Influência da temperatura de evaporação e do título do refrigerante sobre a capacidade total de refrigeração do evaporador IBABR20.

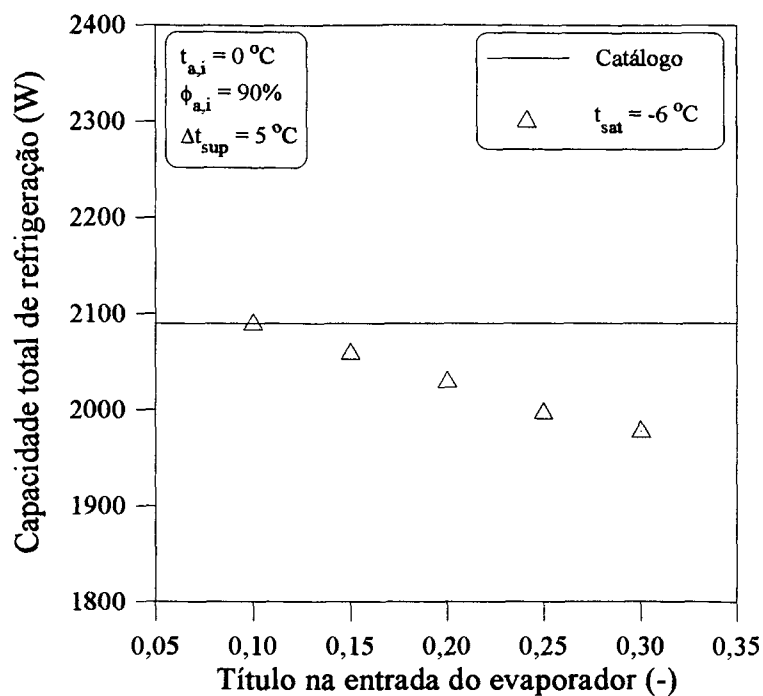


Figura 9.5 - Influência da temperatura de evaporação e do título do refrigerante sobre a capacidade total de refrigeração do evaporador MI1,5.

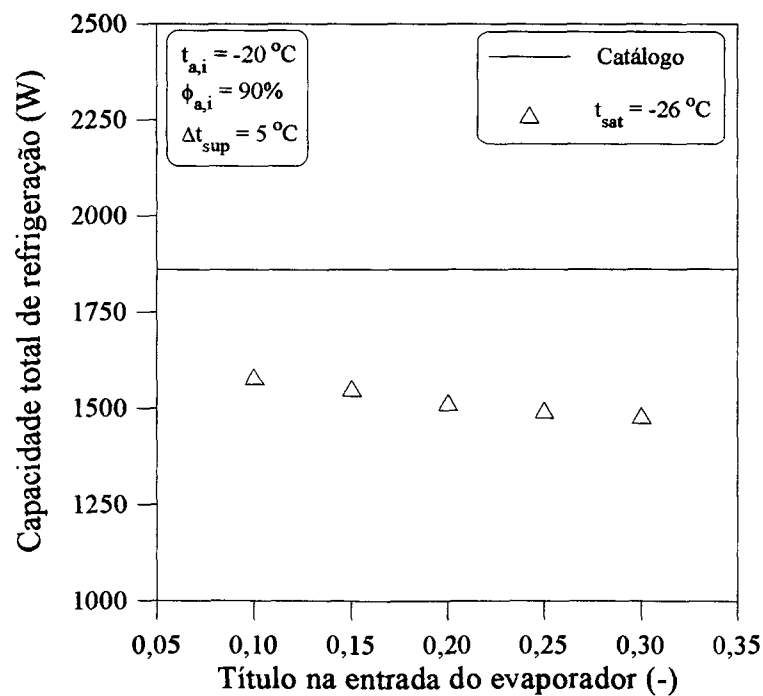


Figura 9.6 - Influência da temperatura de evaporação e do título do refrigerante sobre a capacidade total de refrigeração do evaporador MIR1,5.

De acordo com as três figuras anteriores, o aumento do título do refrigerante na entrada do evaporador leva a uma redução da sua capacidade total de refrigeração. Esta constatação é coerente do ponto de vista termodinâmico, para as condições estabelecidas, visto que o aumento do título implica em uma maior entalpia do refrigerante na entrada do trocador e, conseqüentemente, em uma redução da sua capacidade total de refrigeração.

Os fabricantes não especificam se a temperatura de saturação do refrigerante, t_{sat} , é avaliada na entrada ou na saída do evaporador. O presente modelo considera a temperatura de saturação na saída da serpentina. Caso esta prática não venha de encontro à realidade, é de se esperar reflexos nas comparações apresentadas.

A análise anterior torna evidente que a capacidade de refrigeração dos evaporadores é dependente das suas condições de operação. Assim sendo, comparações diretas de resultados obtidos a partir do modelo de simulação com dados de catálogo são questionáveis, uma vez que as condições de operação não são completamente fornecidas pelos fabricantes.

9.2 - ANÁLISE COMPARATIVA ENVOLVENDO AS CARACTERÍSTICAS GEOMÉTRICAS DO EVAPORADOR

Esta seção tem como objetivo principal analisar a influência de parâmetros geométricos tais como: espessura, espaçamento e tipo de aletas no lado do ar, aletamento interno, volume e circuito de refrigerante, sobre o desempenho do evaporador. Tal análise permite identificar a configuração mais adequada para uma determinada aplicação, ilustrando a utilidade do modelo de simulação, EVSIM, no desenvolvimento de forçadores de ar.

A figura 9.7 mostra a influência do espaçamento entre aletas sobre a capacidade total de refrigeração e sobre a perda de carga no lado do ar do evaporador IBABR20.

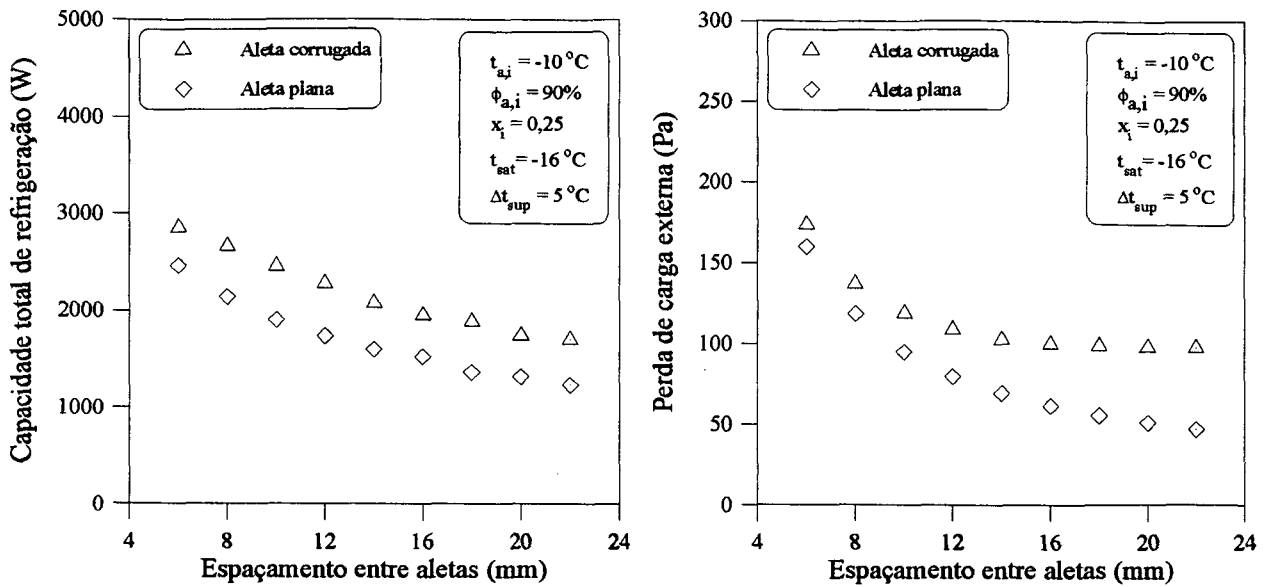


Figura 9.7 - Influência do espaçamento entre aletas sobre a capacidade total de refrigeração e sobre a perda de carga no lado do ar do evaporador IBABR20.

De acordo com a figura anterior, verifica-se que o aumento do espaçamento entre as aletas externas do evaporador tem como consequência dois efeitos principais: redução da sua capacidade total de refrigeração e redução da perda de carga no lado do ar. A redução de capacidade se deve, principalmente, à diminuição do coeficiente global de transferência de calor em função da redução da área externa do evaporador. A perda de carga externa é reduzida em consequência do aumento da área livre de passagem do fluxo de ar, uma vez que a espessura das aletas é mantida fixa. Assim sendo, pode-se melhorar o desempenho do evaporador reduzindo o espaçamento entre as suas aletas externas. Porém, um espaçamento entre aletas muito pequeno pode levar a um consumo excessivo de energia, uma vez que a potência dos ventiladores é função da perda de carga sofrida pelo ar. Além disso, aumenta-se o risco de obstrução total do fluxo de ar em função do acúmulo de gelo na superfície externa da serpentina.

Quanto à forma das aletas externas, observa-se um aumento significativo de capacidade quando se passa de aletas com perfil plano para o corrugado. Por outro lado, a perda de carga externa é, também, aumentada.

A figura 9.8 mostra a influência da espessura das aletas externas sobre o desempenho do evaporador, dentro da faixa de interesse do presente trabalho. O aumento da espessura das aletas, mantido fixo o seu espaçamento, leva a uma redução da área externa do trocador. Consequentemente, a resistência térmica no lado do ar é elevada. Entretanto, este efeito é compensado pela redução da resistência térmica à transferência de calor por condução ao longo da aleta, levando a um aumento do coeficiente global de transferência de calor, definido no capítulo 4. O coeficiente global de transferência de calor apresentado é uma média dos coeficientes globais de transferência de calor dos tubos do evaporador com título do refrigerante até 0,85.

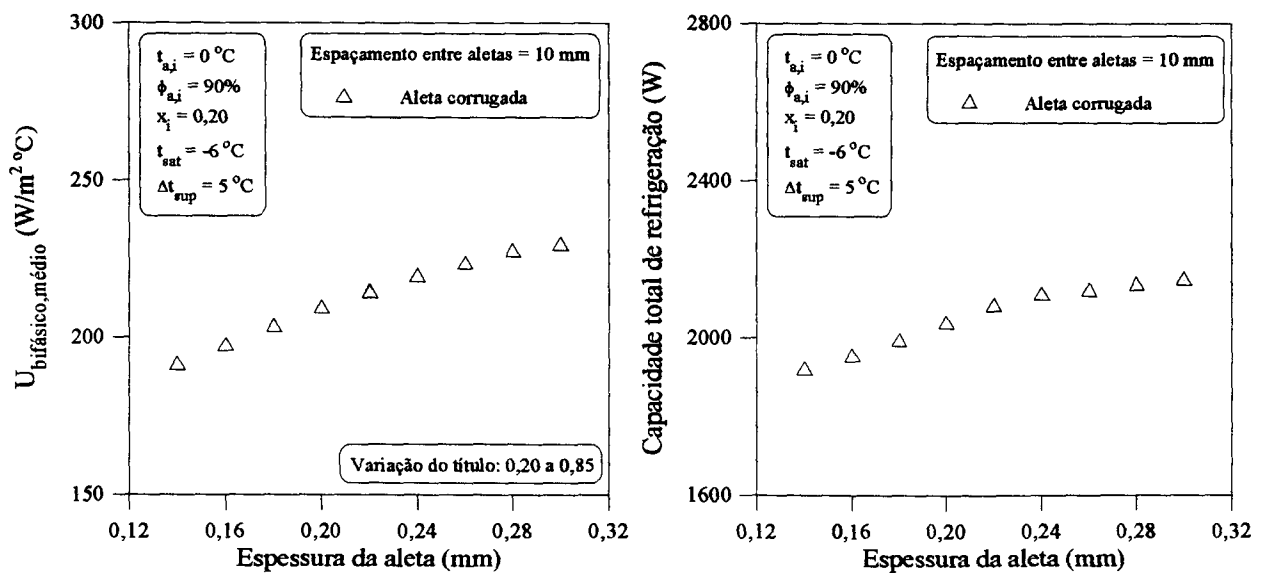


Figura 9.8 - Influência da espessura das aletas externas sobre o desempenho do evaporador MI1,5.

A figura 9.9 mostra que a capacidade total de refrigeração e a perda de carga no lado do refrigerante diminuem à medida que o comprimento nominal dos tubos do evaporador é reduzido. A redução do comprimento dos tubos leva a uma diminuição da área externa do evaporador e a uma diminuição do comprimento total da sua tubulação de refrigerante, fazendo com que a capacidade de refrigeração e a perda de carga interna sejam reduzidas. Por outro lado, a

introdução de aletas no interior dos tubos leva a um aumento considerável da capacidade de refrigeração do evaporador, permitindo, caso necessário, a redução das suas dimensões (volume).

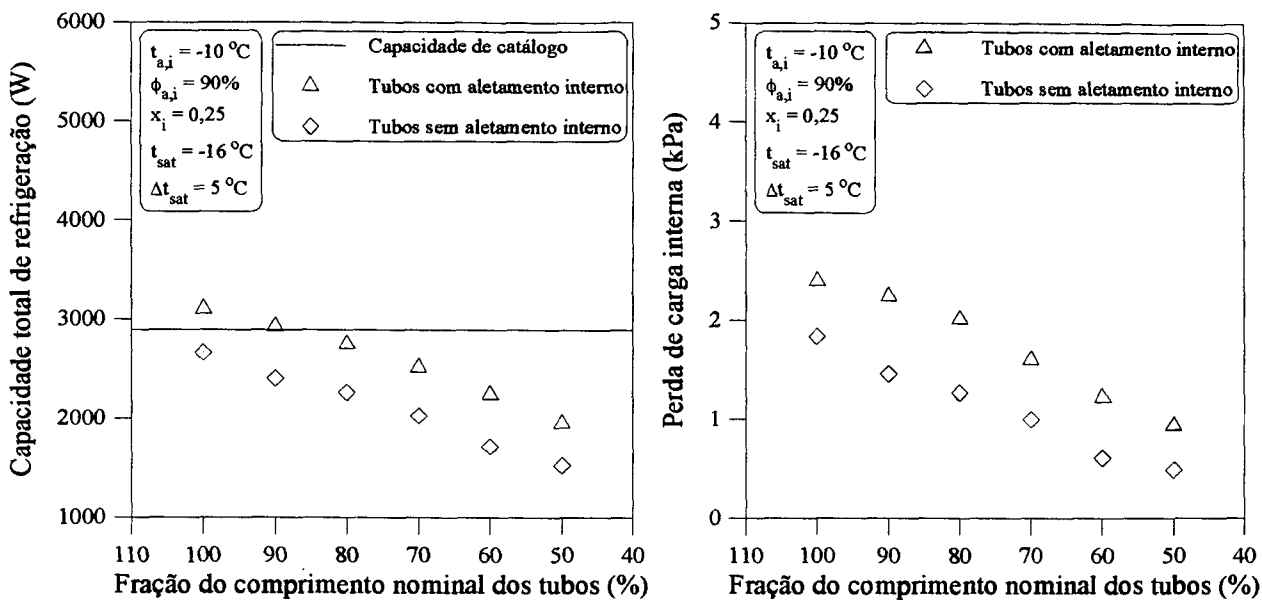


Figura 9.9 - Influência do comprimento dos tubos sobre a capacidade total de refrigeração e sobre a perda de carga no lado do refrigerante do evaporador IBABR20.

A figura 9.10 mostra três configurações diferentes do circuito percorrido pelo refrigerante nos evaporadores MI1,5 e MIR1,5. O circuito 1 representa a configuração especificada pelo fabricante e os circuitos 2 e 3 são variações da configuração original.

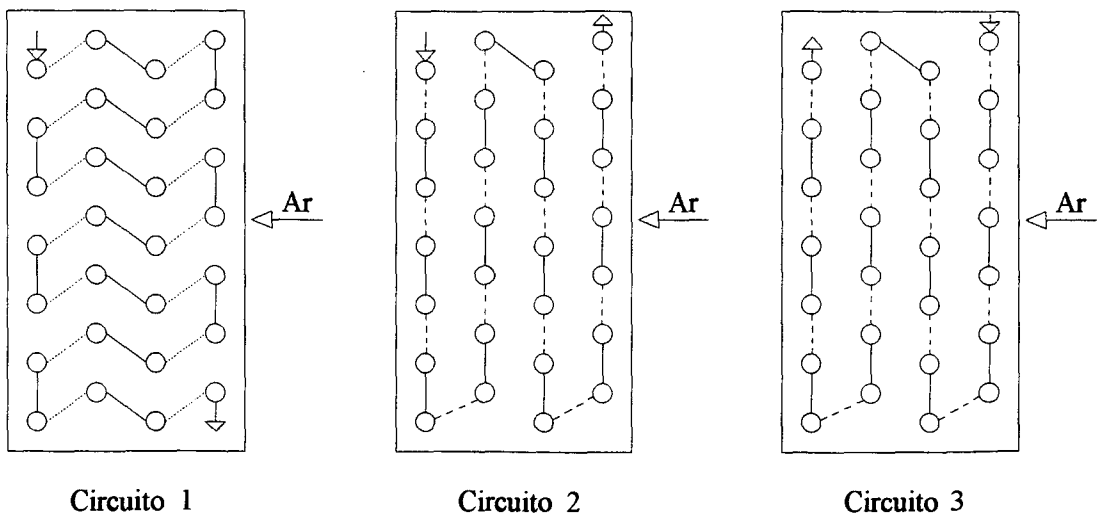


Figura 9.10 - Variações do circuito de refrigerante dos evaporadores MI1,5 e MIR1,5.

Por caracterizar um escoamento paralelo, a configuração 3 apresenta um desempenho inferior às demais. No escoamento contracorrente do circuito 2 a diferença média logarítmica de temperatura entre o ar e o refrigerante, na região de vapor, é maior do que no escoamento paralelo do circuito 3 e, conseqüentemente, uma maior transferência de calor é conseguida, resultando em uma maior desumidificação e numa temperatura mais baixa do ar na saída do evaporador, conforme mostrado nas tabelas 9.3 e 9.4. As configurações 1 e 2 apresentam, sob as condições analisadas, um desempenho praticamente idêntico.

Tabela 9.3 - Influência do circuito de refrigerante sobre a capacidade total de refrigeração dos evaporadores MI1,5 e MIR1,5.

							Resultados		
Condições de simulação							Circuito		
Ar			Refrigerante				1	2	3
Modelo	$t_{a,i}(^{\circ}\text{C})$	$\phi_{a,i}(\%)$	$Q_a(\text{m}^3/\text{h})$	x_i	$t_{\text{sat}}(^{\circ}\text{C})$	$\Delta t_{\text{sup}}(^{\circ}\text{C})$	$\dot{Q}(\text{W})$	$\dot{Q}(\text{W})$	$\dot{Q}(\text{W})$
MI1,5	0	90	2.600	0,20	-6	5	2.059	2.093	1.844
MIR1,5	-20	90	2.600	0,30	-26	5	1.474	1.489	1.275

Tabela 9.4 - Influência do circuito de refrigerante sobre a capacidade latente dos evaporadores MI1,5 e MIR1,5.

Resultados de simulação*									
Circuito 1				Circuito 2			Circuito 3		
Modelo	$t_{a,o}(^{\circ}\text{C})$	$\phi_{a,o}(\%)$	$\dot{Q}_L(\text{W})$	$t_{a,o}(^{\circ}\text{C})$	$\phi_{a,o}(\%)$	$\dot{Q}_L(\text{W})$	$t_{a,o}(^{\circ}\text{C})$	$\phi_{a,o}(\%)$	$\dot{Q}_L(\text{W})$
MI1,5	-1,29	98,5	798	-1,32	98,4	798	-1,22	98,6	765
MIR1,5	-21,41	96,5	103	-21,42	96,3	95	-21,30	96,1	77

* Resultados referentes às condições de simulação especificadas na tabela 9.3.

9.3 - ANÁLISE COMPARATIVA ENVOLVENDO OS REFRIGERANTES CFC-12, HFC-134a E HCFC-22

A análise a seguir visa, principalmente, verificar o impacto da substituição do refrigerante sobre o desempenho dos evaporadores.

As figuras 9.11, 9.12 e 9.13 mostram a influência do tipo de refrigerante sobre a vazão mássica e sobre a capacidade total de refrigeração dos evaporadores IBABR20, MI1,5 e MIR1,5, para determinados valores de superaquecimento. É relevante salientar que, nesta análise, a condensação não ocorre necessariamente na mesma temperatura, uma vez que é admitido um único valor de título na entrada do evaporador para os refrigerantes considerados.

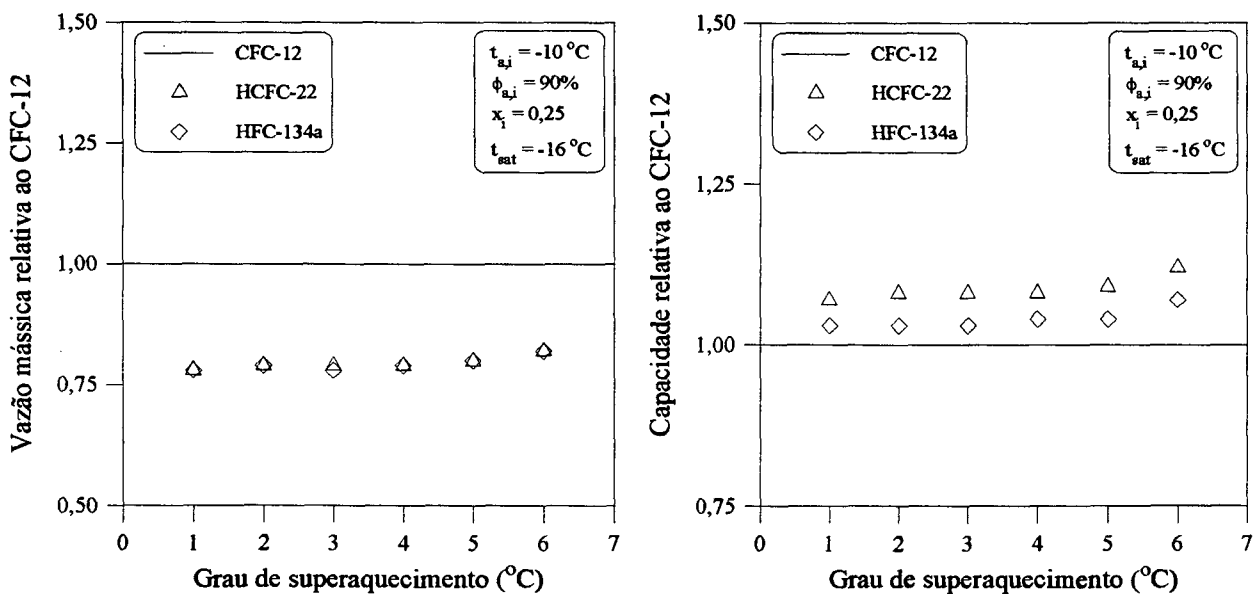


Figura 9.11 - Influência do tipo de refrigerante sobre a vazão mássica e capacidade total de refrigeração do evaporador IBABR20.

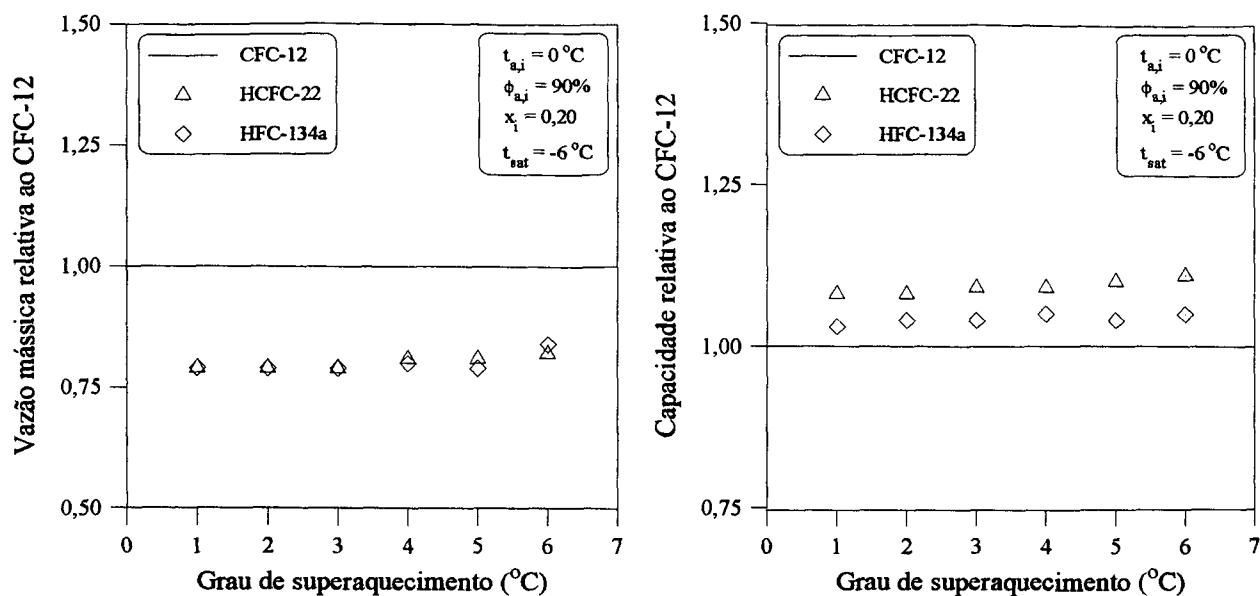


Figura 9.12 - Influência do tipo de refrigerante sobre a vazão mássica e capacidade total de refrigeração do evaporador MI1,5.

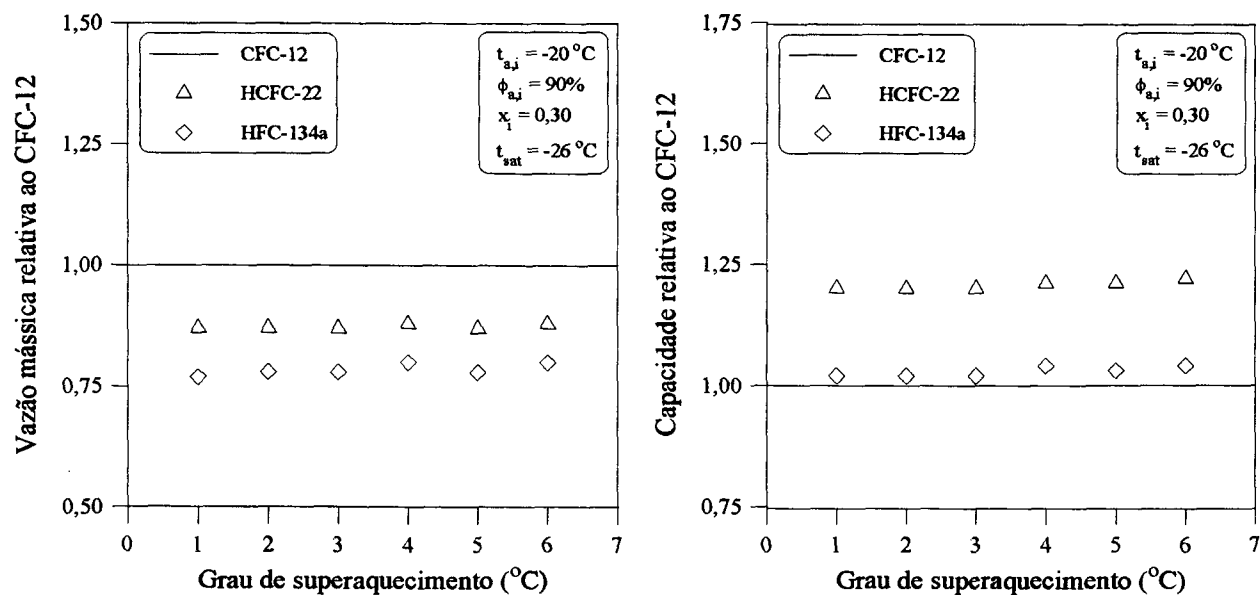


Figura 9.13 - Influência do tipo de refrigerante sobre a vazão mássica e capacidade total de refrigeração do evaporador MIR1,5.

De acordo com as três figuras anteriores, verifica-se que o desempenho dos evaporadores é sensivelmente afetado pelo tipo de refrigerante utilizado. O emprego do HCFC-22 permite obter-se valores de capacidade maiores, com vazões de refrigerantes inferiores ao CFC-12 e HFC-134a, para as mesmas condições de operação. O melhor desempenho caracterizado pela operação dos evaporadores com o refrigerante HCFC-22 se deve, principalmente, à maior taxa de transferência de calor na região bifásica em consequência da sua maior entalpia de vaporização.

As análises apresentadas tornam evidente que a performance do evaporador está intimamente relacionada com as suas condições de operação, com as suas características geométricas e com o tipo de refrigerante considerado. O modelo apresentado mostrou ser uma importante ferramenta para a seleção e dimensionamento destes trocadores de calor, permitindo identificar a configuração mais adequada para uma determinada aplicação.

10 - CONCLUSÕES

O desenvolvimento de evaporadores é uma tarefa complexa, principalmente devido às diversas combinações possíveis entre as variáveis envolvidas e ao complexo interrelacionamento de seus efeitos.

A técnica de simulação computacional é um forte instrumento para o desenvolvimento de evaporadores, uma vez que permite o estudo das consequências de uma determinada modificação, sobre o seu desempenho.

Obviamente, a simulação computacional não elimina a necessidade de realização de ensaios e confecção de protótipos, mas permite uma diminuição do número de testes, representando uma economia de tempo e de recursos no desenvolvimento de um determinado produto. A interação entre os procedimentos computacional e experimental se faz necessária.

Foi realizado um trabalho de adaptação de um programa já existente, EVSIM, visando torná-lo apto à simulação de evaporadores usados em câmaras frigoríficas, denominados comumente de forçadores de ar, operando com os refrigerantes CFC-12, HCFC-22 e HFC-134a.

Novas constantes foram incorporadas à estrutura original, objetivando a implementação do refrigerante HFC-134a.

Os modelos para a transferência de calor e perda de carga interna e externa, assim como a transferência de massa no lado do ar, foram totalmente revisados e comparados com outros existentes na literatura, visando verificar sua adequabilidade ao problema em questão.

Um estudo detalhado da eficiência da aleta operando com superfície seca, úmida ou congelada foi apresentado, sendo o método para a estimativa da eficiência da aleta úmida, ou congelada, do modelo original substituído pelo método de Wu e Bong (1994), mais adequado à obtenção da eficiência da aleta sob condições típicas de operação de forçadores de ar.

Os resultados obtidos foram comparados com valores fornecidos por catálogos de fabricantes nacionais. Os resultados e comparações feitas abrangem diferentes configurações e condições de operação. Adicionalmente foi realizada uma análise das potencialidades do programa, mostrando a influência de determinados parâmetros e dimensões no comportamento do evaporador.

A estrutura do programa é flexível, permitindo a substituição, supressão ou inclusão de modelações de fenômenos e refrigerantes. Assim sendo pode-se, por exemplo, incluir outros refrigerantes alternativos, um novo modelo para um tipo específico de aleta externa, um novo modelo para a transferência de calor e perda de carga no interior de tubos com aletamento interno, entre outros.

Embora os resultados fornecidos pelo programa sejam bastante satisfatórios e encorajadores, deve-se observar que não foram realizadas comparações com resultados experimentais, pelo simples fato deles não se encontrarem disponíveis.

No que diz respeito à modelação e simulação de forçadores de ar, algumas melhorias podem ser feitas. Apresenta-se, a seguir, sugestões para trabalhos futuros.

(1) Criação de um banco de dados experimental compatível com as características geométricas e condições de operação de evaporadores de câmaras frigoríficas, tornando a modelação mais rigorosa.

- (2) Inclusão dos efeitos do óleo lubrificante sobre a transferência de calor e perda de carga no interior dos tubos.
- (3) Introdução de outros refrigerantes alternativos, além do HFC-134a.
- (4) Introdução de novos modelos, visando acompanhar as inovações tecnológicas dos evaporadores, tais como: diferentes tipos de aletas externas e internas.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BEECHER, D. T.; FAGAN, T. J. Effects of fin pattern of the air side heat transfer coefficient in plate finned-tubes heat exchangers. **ASHRAE Transactions**, v. 93, part 2, p. 1961, 1987.

CARRIER, W. H.; ANDERSON, S. W. The resistance to the heat flow through finned tubing. **Heating, Piping and Air Conditioning**, May 1944.

CHADDOCK, J. B.; BRUNEMANN, H. **Forced convection boiling of refrigerants in horizontal tubes - Phase 3**. Durham. Report HL-113, NC: Duke University School of Engineering.

CHWALOWSKI, M.; DIDION, D. A.; DOMANSKI, P. A. Verification of evaporator computer models and analysis of performance of an evaporator coil. **ASHRAE Transactions**, v. 95, part 1, 1989.

DOMANSKI, P. A. **EVSIM - An evaporator simulation model accounting for refrigerant and one dimensional air distribution**. National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, MD, 1989.

_____. Simulation of an evaporator with nonuniform air distribution. **ASHRAE Transactions**, v. 97, part 1, 1991.

ECKELS, S. J.; PATE, M. B. A comparison of R-134a and R-12 in-tube heat transfer coefficients based on existing correlations. **ASHRAE Transactions**, v. 96, part 1, 1990.

- GEARY, D. F. Return bend pressure drop in refrigeration systems. **ASHRAE Transactions**, v. 81, part 1, 1975.
- GRAY, D. L.; WEBB, R. L. Heat transfer and friction correlations for plate finned-tube heat exchangers having plain fins. In: EIGHTH INTERNATIONAL HEAT TRANSFER CONFERENCE (1986 : San Francisco). Proceedings.
- GUNGOR, K. E.; WINTERTON, R. H. S. A general correlation for flow boiling in tubes and annuli. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 29, n. 3, p. 351-358, 1986.
- INCROPERA, F. P.; DeWITT, D. P. **Introduction to heat transfer**. 2. ed. John Wiley & Sons Inc., 1990.
- KHAMPARA, J. C.; PATE, M. B. Local evaporation heat transfer in a smooth tube and micro-fin tube using refrigerants 22 e 113. In: WINTER ANNUAL MEETING OF ASME (1987 : Boston). Proceedings.
- McQUISTON, F. C. Correlation of heat, mass and momentum transport coefficients for plate-fin-tube heat transfer surfaces with staggered tubes. **ASHRAE Transactions**, v.84, part 1, 1978.
- _____. Finned tube heat exchangers: state of the art for the air side. **ASHRAE Transactions**, v. 87, part 1, 1981.
- _____; Parker, J. D. **Heating, Ventilating and Air Conditioning**. John Wiley & Sons Inc., 1982.

- NAKAYAMA, W.; XU, L. P. Enhanced fins for air-cooled heat exchanger: heat transfer and friction factor correlations. In: ASME-JSME THERMAL ENGINEERING JOINT CONFERENCE (1983 : New York). Proceedings. ASME, New York, 1983, p. 495-510.
- OSKARSSON, S. P.; KRAKOW, K. I.; LIN, S. Evaporator models for operation with dry, wet and frosted finned surfaces. Part I: Heat transfer and fluid flow theory. **ASHRAE Transactions**, v. 96, part 1, 1990.
- PIERRE, B. Flow resistance with boiling refrigerants. **ASHRAE Journal**, september 1964.
- ROBINSON, K. K.; BRIGGS, D. E. Pressure drop of air flowing across triangular pitch banks of finned tubes. Chem. Eng. Prog. Symp. Ser., v. 62, n. 64, p. 177-182, 1966.
- SCHMIDT, T. E. La production calorifique des surfaces munies d'ailettes. In: BULLETIN DE L'INSTITUT INTERNATIONAL DU FROID (1945-46). Anexe.
- SCHLAGER, L. M.; PATE, M. B.; BERGLES, A. E. A survey of refrigerant heat transfer and pressure drop emphasizing oil effects and in-tube augmentation. **ASHRAE Transactions**, v. 93, p. 392-416, 1987.
- SHAH, M. M. Chart correlation for saturated boiling heat transfer: equations and further study. **ASHRAE Transactions**, v. 68, part 1, p. 66-86, 1982.
- THRELKELD, J. L. **Thermal Environmental Engineering**. Prentice-Hall Inc., New Jersey, 1970.
- WEBB, R. L. Air side heat transfer correlations for flat and wavy plate fin-and-tube geometries. In: SUMMER ASHRAE MEETING (1990). Proceedings.

WOOD, R. A.; SHEFFIELD, J. W.; SAUER, Jr, H. J. Thermal contact conductance of finned tubes: a generalized correlation. **ASHRAE Transactions**, paper n. 3103, 1987.

WU, G.; BONG, T. Y. Overall efficiency of a straight fin with combined heat and mass transfer. **ASHRAE Transactions**, v. 100, part 1, 1994.

APÊNDICE A

CÁLCULO DAS PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS DOS REFRIGERANTES

Durante a simulação de evaporadores se faz necessário o conhecimento das propriedades termodinâmicas do refrigerante. Seria inviável a obtenção de tais propriedades através de tabelas, ou gráficos, devido a perda de precisão em interpolações e ao tempo excessivo envolvido neste processo. Portanto, o modo mais apropriado de obtenção destas propriedades é através de equações que as relacionem, sendo estas implementadas em subprogramas computacionais.

As equações básicas que relacionam pressão, temperatura, volume específico e calor específico, nos estados de saturação e superaquecimento, são: equação de estado, equação da pressão de vapor, equação da densidade do líquido e equação do calor específico na pressão zero (gás ideal).

EQUAÇÃO DE ESTADO

$$P = \frac{R \cdot T}{g - b} + \sum_{i=2}^5 \frac{1}{(g - b)^i} \cdot \left[A_i + B_i \cdot T + C_i \cdot \exp\left(-K \cdot \frac{T}{T_c}\right) \right] + \frac{A_6 + B_6 \cdot T + C_6 \cdot \exp\left(-K \cdot \frac{T}{T_c}\right)}{\exp(\alpha \cdot g) \cdot [1 + C' \cdot \exp(\alpha \cdot g)]} \quad (A.1)$$

A equação (A.1) é a equação de estado de Martin-Hou, cuja forma matemática dos termos tem origem em estudos a nível molecular nos refrigerantes e suas constantes são obtidas experimentalmente.

EQUAÇÃO DA PRESSÃO DE VAPOR

$$\ln(P) = F_1 + \frac{F_2}{T} + F_3 \cdot \ln(T) + F_4 \cdot T + F_5 \cdot \frac{\gamma - T}{T} \cdot \ln(\gamma - T) \quad (\text{A.2})$$

A equação (A.2) é obtida através do ajuste matemático de dados experimentais da temperatura e pressão de saturação.

EQUAÇÃO DA DENSIDADE DO LÍQUIDO

$$\rho_l = \sum_{i=1}^5 D_i \cdot X^{(i-1)/3} + D_6 \cdot X^{1/2} + D_7 \cdot X^2 \quad (\text{A.3})$$

onde:

$$X = 1 - \frac{T}{T_c}$$

A equação (A.3) é obtida a partir do ajuste matemático de dados experimentais da densidade do líquido e da temperatura.

EQUAÇÃO DO CALOR ESPECÍFICO NA PRESSÃO ZERO

$$C_v^o = \sum_{i=1}^4 G_i \cdot T^{i-1} + \frac{G_5}{T^2} \quad (\text{A.4})$$

$$C_p^o - C_v^o = R \quad (\text{A.5})$$

A equação (A.4) é obtida através do ajuste matemático de dados experimentais do calor específico a volume constante na pressão zero e da temperatura.

A partir das equações anteriores podem ser obtidas as equações da entalpia, entropia e do calor latente de vaporização.

EQUAÇÃO DA ENTALPIA

$$dh = C_g^o \cdot dT + d(P \cdot g) - \left(P - T \cdot \frac{dP}{dT} \right) \cdot dg \quad (\text{A.6})$$

A equação da entalpia é obtida através da integração da equação diferencial (A.6), com base na equação de estado (A.1) e na equação do calor específico (A.4).

EQUAÇÃO DA ENTROPIA

$$ds = \frac{c_g^o}{T} \cdot dT + \frac{dP}{dT} \cdot dg \quad (\text{A.7})$$

A equação da entropia é obtida através da integração da equação diferencial (A.7), com base, também, na equação de estado (A.1) e na equação do calor específico (A.4).

EQUAÇÃO DO CALOR LATENTE DE VAPORIZAÇÃO

$$h_{lv} = T \cdot (g_v - g_l) \cdot \frac{dP}{dT} \Big|_{\text{sat}} \quad (\text{A.8})$$

A equação do calor latente de vaporização é obtida da equação diferencial (A.8), que é a equação de Clausius-Clapeyron na sua forma diferencial, utilizando-se a equação da pressão de vapor (A.2), o volume específico do líquido calculado a partir da equação da densidade do líquido (A.3) e o volume do vapor calculado da equação de estado (A.1).

APÊNDICE B

CÁLCULO DA TEMPERATURA SUPERFICIAL MÉDIA DA ALETA

A temperatura superficial média da aleta circular em questão, $t_{f,m}$, pode ser calculada a partir da seguinte equação:

$$t_{f,m} = \frac{1}{A_f} \cdot \int t_f \cdot dA_f \quad (B.1)$$

onde:

$$A_f = \pi \cdot (r_{f,t}^2 - r_{p,ext}^2) = \frac{\pi}{4} \cdot (d_{f,t}^2 - d_{p,ext}^2) \quad (B.2)$$

As condições de contorno do problema são:

$$r_f = r_{p,ext} \rightarrow t_f = t_{f,b} \quad (B.3)$$

$$r_f = r_{f,t} \rightarrow t_f = t_{f,t} \quad (B.4)$$

Um elemento de área, dA_f , tomado na superfície da aleta tem a seguinte forma:

$$dA_f = 2 \cdot \pi \cdot r_f \cdot dr_f \quad (B.5)$$

Assumindo um perfil linear de temperatura ao longo da superfície da aleta e aplicando as condições de contorno representadas pelas equações (B.3) e (B.4), tem-se que:

$$t_f = a + b \cdot r_f \quad (B.6)$$

onde:

$$a = t_{f,b} - \left(\frac{t_{f,t} - t_{f,b}}{r_{f,t} - r_{p,ext}} \right) \cdot r_{p,ext} = t_{f,b} - \left(\frac{t_{f,t} - t_{f,b}}{d_{f,t} - d_{p,ext}} \right) \cdot d_{p,ext} \quad (B.7)$$

$$b = \frac{t_{f,t} - t_{f,b}}{r_{f,t} - r_{p,ext}} = 2 \cdot \left(\frac{t_{f,t} - t_{f,b}}{d_{f,t} - d_{p,ext}} \right) \quad (B.8)$$

Substituindo as equações (B.5) e (B.6) na equação (B.1), obtém-se a seguinte expressão:

$$t_{f,m} = \frac{1}{A_f} \cdot \int_{r_{p,ext}}^{r_{f,t}} (a + b \cdot r_f) \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_f \cdot dr_f \quad (B.9)$$

ou

$$t_{f,m} = \frac{2 \cdot \pi}{A_f} \cdot \left\{ a \cdot \int_{r_{p,ext}}^{r_{f,t}} r_f \cdot dr_f + b \cdot \int_{r_{p,ext}}^{r_{f,t}} r_f^2 \cdot dr_f \right\} \quad (B.10)$$

Resolvendo as integrais da equação (B.10), tem-se que:

$$t_{f,m} = \frac{2 \cdot \pi}{A_f} \cdot \left[\frac{a}{2} \cdot (r_{f,t}^2 - r_{p,ext}^2) + \frac{b}{3} \cdot (r_{f,t}^3 - r_{p,ext}^3) \right] \quad (B.11)$$

ou

$$t_{f,m} = \frac{2 \cdot \pi}{A_f} \cdot \left[\frac{a}{8} \cdot (d_{f,t}^2 - d_{p,ext}^2) + \frac{b}{24} \cdot (d_{f,t}^3 - d_{p,ext}^3) \right] \quad (B.12)$$

Substituindo, agora, as equações (B.7) e (B.8) na equação (B.12), obtém-se:

$$t_{f,m} = \frac{2 \cdot \pi}{A_f} \cdot \left\{ \frac{1}{8} \cdot \left[t_{f,b} - \left(\frac{t_{f,t} - t_{f,b}}{d_{f,t} - d_{p,ext}} \right) \cdot d_{p,ext} \right] \cdot (d_{f,t}^2 - d_{p,ext}^2) + \frac{2}{24} \cdot \left(\frac{t_{f,t} - t_{f,b}}{d_{f,t} - d_{p,ext}} \right) \cdot (d_{f,t}^3 - d_{p,ext}^3) \right\} \quad (B.13)$$

ou

$$t_{f,m} = \frac{1}{A_f} \cdot \left[\frac{\pi}{4} \cdot (d_{f,t}^2 - d_{p,ext}^2) \right] \cdot t_{f,b} + \frac{2 \cdot \pi}{4 \cdot A_f} \cdot \left(\frac{t_{f,t} - t_{f,b}}{d_{f,t} - d_{p,ext}} \right) \cdot \left[-\frac{1}{2} \cdot (d_{f,t}^2 - d_{p,ext}^2) \cdot d_{p,ext} + \frac{1}{3} \cdot (d_{f,t}^3 - d_{p,ext}^3) \right] \quad (B.14)$$

ou

$$t_{f,m} = t_{f,b} + \frac{2 \cdot \pi}{4 \cdot A_f} \cdot \left(\frac{t_{f,t} - t_{f,b}}{d_{f,t} - d_{p,ext}} \right) \cdot \left(-\frac{d_{p,ext} \cdot d_{f,t}^2}{2} + \frac{d_{p,ext}^3}{2} + \frac{d_{f,t}^3}{3} - \frac{d_{p,ext}^3}{3} \right) \quad (B.15)$$

Reescrevendo a equação (B.15) chega-se, finalmente, a expressão para a estimativa da temperatura superficial média da aleta:

$$t_{f,m} = t_{f,b} + (t_{f,t} - t_{f,b}) \cdot \left(\frac{d_{f,t}^3}{3} - \frac{d_{f,t}^2 \cdot d_{p,ext}}{2} + \frac{d_{p,ext}^3}{6} \right) \cdot \frac{2 \cdot \pi}{4 \cdot A_f \cdot (d_{f,t}^2 - d_{p,ext}^2)} \quad (B.16)$$

APÊNDICE C

CÁLCULO DA EFICIÊNCIA TÉRMICA DA ALETA CIRCULAR COM SUPERFÍCIE SECA

Considere-se o caso geral onde uma aleta circular seca é exposta a um fluido cuja temperatura é t_a , como mostrado na figura C.1. A temperatura em um ponto qualquer da superfície da aleta é t_f , sendo a temperatura da sua base igual a $t_{f,b}$.

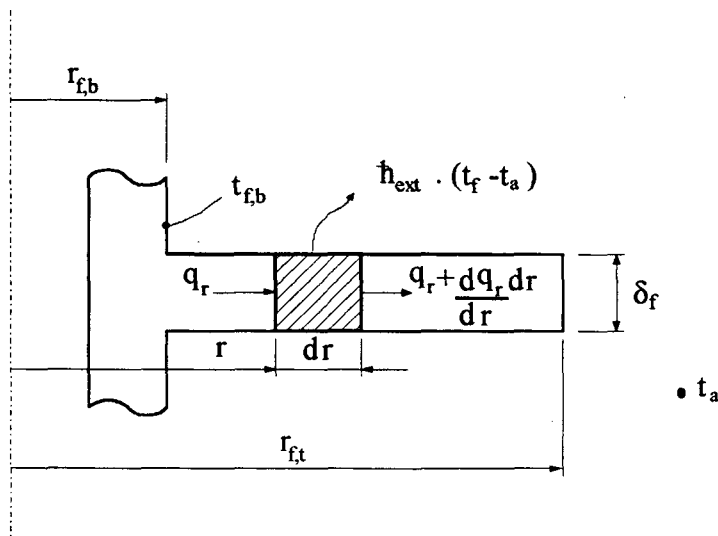


Figura C.1 - Aleta circular seca exposta a um fluido com temperatura t_a .

Para o estudo do problema mostrado na figura anterior deve-se fazer um balanço de energia sobre um elemento de espessura dr . Assim:

$$q_r \cdot (2 \cdot \pi \cdot r \cdot \delta_f) - \left(q_r + \frac{dq_r}{dr} \cdot dr \right) \cdot [2 \cdot \pi \cdot (r + dr) \cdot \delta_f] - 2 \cdot h_{ext} \cdot (t_f - t_a) \cdot (2 \cdot \pi \cdot r \cdot \delta_f) = 0$$

ou

$$-q_r - r \cdot \frac{dq_r}{dr} - \frac{2 \cdot \dot{h}_{ext}}{\delta_f} \cdot (t_f - t_a) = 0 \quad (C.1)$$

O fluxo de calor, q_r , pode ser escrito como segue:

$$q_r = -k_f \cdot \frac{dt_f}{dr} \quad (C.2)$$

sendo k_f a condutividade térmica do material da aleta.

Substituindo a equação (C.2) na equação (C.1), obtém-se:

$$k_f \cdot \frac{dt_f}{dr} + k_f \cdot r \cdot \frac{d^2 t_f}{dr^2} - \frac{2 \cdot \dot{h}_{ext}}{\delta_f} \cdot (t_f - t_a) = 0 \quad (C.3)$$

Fazendo $\theta_f = t_f - t_a$, podemos reescrever a equação (C.3) como segue:

$$r^2 \cdot \frac{d^2 \theta_f}{dr^2} + r \cdot \frac{d\theta_f}{dr} - (m_o^2 \cdot r^2) \cdot \theta_f = 0 \quad (C.4)$$

onde:

$$m_o = \sqrt{\frac{2 \cdot \dot{h}_{ext}}{k_f \cdot \delta_f}} \quad (C.5)$$

A equação (C.4) é uma equação de Bessel modificada de ordem zero e sua solução tem a seguinte forma:

$$\theta_f = A \cdot I_o(m_o \cdot r) + B \cdot K_o(m_o \cdot r) \quad (C.6)$$

onde:

A e B = constantes arbitrárias,

$I_o(m_o \cdot r)$ = função modificada de Bessel de primeira classe de ordem zero,

$K_o(m_o \cdot r)$ = função modificada de Bessel de segunda classe de ordem zero.

As condições de contorno do problema são:

$$r = r_{f,b} \rightarrow t_f = t_{f,b} \rightarrow \theta_f = \theta_{f,b} \quad (C.7)$$

$$r = r_{f,t} \rightarrow \frac{d\theta_f}{dr} = 0 \quad (C.8)$$

Derivando a equação (C.6) tem-se que:

$$\frac{d\theta_f}{dr} = A \cdot \frac{m_o}{2} \cdot [I_{-1}(m_o \cdot r) + I_1(m_o \cdot r)] - B \cdot \frac{m_o}{2} \cdot [K_{-1}(m_o \cdot r) + K_1(m_o \cdot r)]$$

ou

$$\frac{d\theta_f}{dr} = A \cdot \frac{m_o}{2} \cdot [I_1(m_o \cdot r) + I_1(m_o \cdot r)] - B \cdot \frac{m_o}{2} \cdot [K_1(m_o \cdot r) + K_1(m_o \cdot r)]$$

ou

$$\frac{d\theta_f}{dr} = m_o \cdot [A \cdot I_1(m_o \cdot r) - B \cdot K_1(m_o \cdot r)] \quad (C.9)$$

onde:

$I_1(m_o \cdot r)$ = função modificada de Bessel de primeira classe de ordem um,

$K_1(m_o \cdot r)$ = função modificada de Bessel de segunda classe de ordem um.

Aplicando as condições de contorno, representadas pelas equações (C.7) e (C.8), à equação (C.6), obtém-se:

$$\theta_{f,b} = A \cdot I_o(m_o \cdot r_{f,b}) + B \cdot K_o(m_o \cdot r_{f,b}) \quad (C.10)$$

$$\left. \frac{d\theta_f}{dr} \right|_{r=r_{f,t}} = m_o \cdot [A \cdot I_1(m_o \cdot r_{f,t}) - B \cdot K_1(m_o \cdot r_{f,t})] = 0 \quad (C.11)$$

Da equação (C.11) tem-se que:

$$A = B \cdot \frac{K_1(m_o \cdot r_{f,t})}{I_1(m_o \cdot r_{f,t})} \quad (C.12)$$

Substituindo agora a equação (C.12) na equação (C.10):

$$\theta_{f,b} = B \cdot \frac{K_1(m_o \cdot r_{f,t})}{I_1(m_o \cdot r_{f,t})} I_o(m_o \cdot r_{f,b}) + B \cdot K_o(m_o \cdot r_{f,b})$$

ou

$$\theta_{f,b} = B \cdot \left[\frac{K_o(m_o \cdot r_{f,b}) \cdot I_1(m_o \cdot r_{f,t}) + K_1(m_o \cdot r_{f,t}) \cdot I_o(m_o \cdot r_{f,b})}{I_1(m_o \cdot r_{f,t})} \right]$$

ou ainda,

$$B = \frac{I_1(m_o \cdot r_{f,t})}{K_o(m_o \cdot r_{f,b}) \cdot I_1(m_o \cdot r_{f,t}) + K_1(m_o \cdot r_{f,t}) \cdot I_o(m_o \cdot r_{f,b})} \cdot \theta_{f,b} \quad (C.13)$$

Substituindo a equação (C.13) na equação (C.12), obtém-se:

$$A = \frac{K_1(m_o \cdot r_{eq})}{K_o(m_o \cdot r_{p,ext}) \cdot I_1(m_o \cdot r_{eq}) + K_1(m_o \cdot r_{eq}) \cdot I_o(m_o \cdot r_{p,ext})} \theta_{f,b} \quad (C.14)$$

Substituindo as equações (C.13) (C.14) na equação (C.6), chega-se a seguinte expressão:

$$\theta_f = \frac{I_1(m_o \cdot r_{f,t}) \cdot K_o(m_o \cdot r) + K_1(m_o \cdot r_{f,t}) \cdot I_o(m_o \cdot r)}{K_o(m_o \cdot r_{f,b}) \cdot I_1(m_o \cdot r_{f,t}) + K_1(m_o \cdot r_{f,t}) \cdot I_o(m_o \cdot r_{f,b})} \cdot \theta_{f,b} \quad (C.15)$$

A eficiência térmica da aleta pode ser definida como sendo a razão entre o calor realmente transferido e o calor transferido se toda a sua superfície estivesse à temperatura da base, ou seja:

$$\eta_{\text{sec a}} = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\text{max}}} \quad (\text{C.16})$$

O calor realmente transferido pela aleta, \dot{Q} , pode ser obtido de acordo com a equação a seguir:

$$\dot{Q} = -k_f \cdot A_{f,b} \cdot \left. \frac{d\theta_f}{dr} \right|_{r=r_{f,b}} \quad (\text{C.17})$$

ou

$$\dot{Q} = k_f \cdot (2 \cdot \pi \cdot r_{f,b} \cdot \delta_f) \cdot m_o \cdot \frac{I_1(m_o \cdot r_{f,t}) \cdot K_1(m_o \cdot r_{f,b}) - I_1(m_o \cdot r_{f,b}) \cdot K_1(m_o \cdot r_{f,t})}{I_o(m_o \cdot r_{f,b}) \cdot K_1(m_o \cdot r_{f,t}) + I_1(m_o \cdot r_{f,t}) \cdot K_o(m_o \cdot r_{f,b})} \cdot \theta_{f,b} \quad (\text{C.18})$$

O máximo calor transferido pela aleta, \dot{Q}_{max} , pode ser obtido como segue:

$$\dot{Q}_{\text{max}} = 2 \cdot \hbar_{\text{ext}} \cdot [2 \cdot \pi \cdot (r_{f,t}^2 - r_{f,b}^2)] \cdot (t_{f,b} - t_a)$$

ou

$$\dot{Q}_{\text{max}} = 2 \cdot \hbar_{\text{ext}} \cdot [2 \cdot \pi \cdot (r_{f,t}^2 - r_{f,b}^2)] \cdot \theta_{f,b} \quad (\text{C.19})$$

Substituindo agora as equações (C.18) e (C.19) na equação (C.16), obtém-se a expressão para o cálculo da eficiência da aleta circular em questão:

$$\eta_{\text{sec a}} = 2 \cdot \frac{k_f \cdot \delta_f}{2 \cdot \hbar_{\text{ext}}} \cdot \frac{r_{f,b}}{r_{f,t}^2 - r_{f,b}^2} \cdot m_o \cdot \frac{I_1(m_o \cdot r_{f,t}) \cdot K_1(m_o \cdot r_{f,b}) - I_1(m_o \cdot r_{f,b}) \cdot K_1(m_o \cdot r_{f,t})}{I_o(m_o \cdot r_{f,b}) \cdot K_1(m_o \cdot r_{f,t}) + I_1(m_o \cdot r_{f,t}) \cdot K_o(m_o \cdot r_{f,b})} \quad (\text{C.20})$$

mas,